

Libros de Cátedra

Mecánica aplicada

Telmo Palancar
(coordinador)

n
naturales

FACULTAD DE
CIENCIAS AGRARIAS Y FORESTALES


edulp
EDITORIAL DE LA UNLP



UNIVERSIDAD
NACIONAL
DE LA PLATA

MECÁNICA APLICADA

Telmo Palancar

(coordinador)

Facultad de Ciencias Agrarias y Forestales



Si he visto más lejos, es poniéndome sobre los hombros de Gigantes

-Isaac Newton, 1675

Índice

Prólogo	6
Introducción	9
Capítulo 1	
Motores	10
<i>Telmo Palancar</i>	10
<i>Laura Draghi</i>	23
<i>Luis Lozano, Nicolás Polich y Guido Bellora</i>	34
<i>Facundo Guilino</i>	67
<i>Telmo Palancar</i>	74
Capítulo 2	
Estabilidad del tractor agrícola	101
<i>Telmo Palancar</i>	101
Capítulo 3	
Transmisiones de potencia	127
<i>Luis Lozano, Nicolás Polich y Guido Bellora</i>	127
<i>Telmo Palancar</i>	156
<i>Telmo Palancar</i>	169
<i>Daniel Jorajuría</i>	184
Capítulo 4	
Hidráulico	194
<i>Ricardo Minervino y Claudio Pernice</i>	194
<i>Telmo Palancar</i>	203

Capítulo 5	
Locomoción Extravial. Tránsito fuera de ruta	239
<i>Telmo Palancar</i>	239
<i>Luis Lozano, Nicolás Polich y Guido Bellora</i>	263
<i>Daniel Ferro</i>	272
<i>Telmo Palancar</i>	306
Bibliografía citada y sugerida	318
Los autores	322

Prólogo

La vida académica en todas las Universidades que me ha tocado trabajar, tiene algunos rasgos en común. Ya las localizadas en Latinoamérica, como aquellas de los países centrales. Uno de los que más destaca es la presión que el joven docente recibe hacia la necesidad de hacerse conocer, ganar el derecho de piso como decimos en el Río de la Plata, a través de publicaciones que guarden algunas características, como para ser clasificadas pertinentes como probatoria de su crecimiento en el ámbito científico.

Esto sucedió como respuesta a la necesidad de evaluar, en las Universidades e Institutos de carácter público y gestión estatal, la producción de un nuevo trabajador que apareció, al menos masivamente, en la temprana post segunda guerra mundial: el Investigador Científico.

El desenlace de aquella cruenta confrontación bélica, como subproducto del horror y la miseria de los pueblos, había dejado como subproducto el aprendizaje del cambio definitivo que estos lúgubres eventos había tenido. Ya las guerras no se ganaban con grandes estrategas y ejércitos aguerridos, como Alejandro Magno o los imperios de Roma, sino con un nuevo y atemorizante participante de las batallas: la Tecnología.

El día 26 de abril de 1937 se concretó el antecedente necesario para el definitivo Cambio de Era. Es el día que se conmemora uno de los más nefastos antecedentes que el afán de poder del hombre dejó allí establecido y, por tanto, comenzó con la nada casual tarea de que a la humanidad toda, de ahí en más, se le hiciera habitual tan descarada muestra de salvajismo. Ese día por primera vez en la historia de la humanidad, un ejército bombardeó una población civil, sin otro aviso que la primera bomba que cayó sobre una casa de los habitantes del laborioso pueblo de Guernica en el país vasco.

El 6 y el 9 de agosto de 1945, bastaron dos artefactos explosivos nucleares para terminar con la segunda guerra mundial y establecer para quien pretendiera disputar el liderazgo mundial el ingreso a una nueva forma tanto de protección como de ataque. Se había entrado a la era de la tecnología bélica como factor excluyente para tener un ejército al día.

Así fue como aparece este nuevo trabajador. Aparición que, en los países hoy centrales, fue masiva. El investigador científico, un trabajador, que como tal debía ser evaluado en su producción, pero no se sabía cómo hacerlo. Marcar una tarjeta que garantizara un horario presencial, no era la manera, por cierto. Una vez llegado al punto de reconocer que la producción que se

espera de un investigador es un nuevo conocimiento, se estableció entonces que sólo podía ser evaluado por pares (investigadores de igual o mayor categoría).

Dada la masividad en los países líderes en investigación en el hemisferio norte, el problema surge en la cantidad de horas/investigador que esta tarea llevaba, tanto como en la dispersión de criterios de valoración.

Fue así que el 15 de julio de 1955, Eugene Garfield, presentó a través de una publicación en la revista Science (Vol:122, No:3159, p.108-111), una propuesta para establecer un mecanismo que ayudara a la evaluación de una comunicación de un nuevo conocimiento de carácter científico, sistematizando la valoración a través de un mecanismo que llegó a constituirse con el tiempo como una nueva disciplina: la Bibliometría que es una parte de la Cienciometría que aplica métodos matemáticos y estadísticos a toda la literatura de carácter científico y a los autores que la producen, con el objetivo de estudiar, analizar y poner en valor a la actividad científica.

Estaban sentadas las bases para una salida táctica, pero una estrategia cargada aún de incertidumbre. En el ambiente científico de las instituciones se elaboró un neologismo para caracterizar la política que surgió en los países centrales como regla necesaria para el joven investigador: “Public or perish”.

Esta política continúa en los países centrales y lamentablemente también en los no desarrollados, como eje de la evaluación de nuestros investigadores científicos. La única actualización que yo haría es la de ajustarla a la realidad del momento: “Public in a high Index Citation magazine, or perish”.

El problema: esta política seguramente sea uno de los factores que avale el sideral desarrollo de la producción de innovaciones tecnológicas en los países centrales, pero difícilmente sólo el traslado al sur de ella, pueda garantizar, per se, una mejora de nuestra producción científica, sino por el contrario, facilita la tarea a las instituciones de los países centrales a llevarse a los buenos científicos, formados, caso Argentina y Uruguay, en instituciones de gestión estatal, solventadas con impuestos que paga toda la población, aunque nunca un miembro de la mayoría de las familias vaya a pisar un lugar de enseñanza terciaria y menos cuaternaria.

En el hemisferio norte, el dinero en serio para la investigación aplicada, lo ponen las empresas privadas, y en ese caso niegan la posibilidad que el investigador las comunique en medios científicos, claro. Por ello es que el comienzo del joven investigador, se ve favorecido por un pasaje, a veces muy corto para los mejores, por la Universidad, donde necesita “ponerse en la vidriera de la oferta en investigación”, para potenciar su ingreso a la actividad privada, donde está el dinero en serio para su desarrollo proyectual.

En los países en desarrollo, al imitar la política del public or perish, sólo proveemos buenos investigadores, formados sin costo para ellos, pues la empresa privada continúa comprando desarrollos tecnológicos y no invirtiendo en tener los propios.

A esta altura, si algún dedicado lector llegó hasta aquí, ya se preguntará si esto es una Editorial sobre Política de Desarrollo o El Prólogo del libro que lo soporta.

Esta ponencia previa fue necesaria para argumentar mis felicitaciones a los autores porque están haciendo una obra que tendrá impacto en la formación de las promociones futuras de los graduados. Demuestra vocación de trabajo y una cierta cuota de valentía. Porque en el marco de evaluación antes descrito, la vida de evaluador científico que he tenido en mis años de Profesor e Investigador, he aprendido el poco valor que nuestro sistema de evaluación da a un libro de texto.

Tengo una edad en la que diariamente me encuentro haciendo cosas que hasta hace muy poco yo decía: “Y que querés, son cosas de la edad, es muy viejo”. Una de ellas es no poder trasladar un concepto sin meter una anécdota, utilizando lo que uno piensa es: “El derecho a la inferencia inductiva avalado por la edad”.

Es así que recuerdo que, durante una de las tantas largas jornadas de evaluación de pares, yo defendía subir el puntaje de un colega que tenía ya una respetable producción científica avalada como siempre por los papers de impacto, porque, además, había publicado un libro de texto que era de referencia en la disciplina. Así fue que otro de los pares de la mesa me dijo: “De ninguna manera eso es valorable. Yo podría escribir un libro de texto por mes y eso no me haría un investigador”. Con esa irreverencia que te da la edad, y en este caso hablo del otro extremo del devenir que se llama juventud, le contesté: “Ahora que lo dice no sería mala idea, no digo tanto como 12 al año, pero al menos uno, dado que usted es un reconocido investigador y sería muy oportuno dejar un texto, tanto sobre su disciplina y/o en el tema Metodología de la Investigación para la formación de los futuros colegas.”

Para decirlo en términos futboleros, creo que en este libro “Hay Equipo”.

Daniel Jorajuría

Introducción

Este libro de cátedra surge como la necesidad de brindar a los alumnos del Curso de Mecánica Aplicada un material escrito propio que contemple la totalidad de los contenidos teóricos brindados en la asignatura.

Previamente se han utilizado otros textos que han brindado apoyo parcial a los alumnos como el de los autores españoles Arnal Atares y Laguna Blanca (2000) y Márquez Delgado (2012). De ellos se han tomado varias de las figuras que ofrecen una gran claridad para esta publicación. Se han utilizado previamente libros de texto que han sido escritos por los profesores de la materia en conjunto con Guido Botta ("Los tractores agrícolas" de Botta, Draghi y Jorajuría, 2004) y con Mario De Simone ("El Tractor agrícola. Fundamentos para su selección y uso" de De Simone, Draghi, Hilbert y Jorajuría, 2006). Ambos libros abordaban en forma parcial los contenidos de la materia, quedando temas sin la suficiente profundidad o tratados de manera diferente y reducida. Como dice el refrán "Cada maestrito con su librito".

El presente texto pretende ser una guía de estudio completa para los alumnos de Mecánica Aplicada, de manera de presentar los contenidos teóricos más relevantes con los que serán evaluados en los exámenes. Facilitará, asimismo, que con la lectura previa antes de las actividades teórico-prácticas, estén en condiciones de mejorar la comprensión de los temas y aumentar el aprovechamiento de las mismas pudiendo interactuar con los docentes y con sus pares de estudio.

Se han incorporado numerosos enlaces de videos de YouTube que facilitan en gran medida la comprensión de cómo funcionan determinados mecanismos que solo a través de imágenes o de descripción de texto no sería fácil interpretar.

Se agradece especialmente a los Profesores Laura Draghi, Daniel Jorajuría y Mauro Cavatorta. Ellos nos han enseñado por años gran parte de los contenidos abordados en esta obra. Fueron "los gigantes que nos subieron a sus hombros para que pudiéramos ver más lejos".

Por último, pero no menos importante, un gran agradecimiento a todos los compañeros del curso que colaboraron en tiempos muy cortos para que la obra pudiese terminarse en los tiempos pautados por la editorial.

CAPÍTULO 1

Motores

Telmo Palancar

Clasificación de los motores de combustión

Los motores Diésel son la principal fuente de potencia en los tractores y máquinas agrícolas. Son motores de combustión interna, es decir el combustible se quema dentro de los cilindros. Los primeros motores fueron de combustión externa, quemaban la leña o el carbón fuera del cilindro. Fueron la base de la máquina de vapor y dieron origen a la revolución industrial.

Motor de combustión externa: la máquina de vapor

A fines del siglo XVIII (1769) a partir de las mejoras propuestas por el escocés James Watt la máquina de vapor se difunde rápidamente. Se producen mejoras sustanciales en el transporte terrestre (ferrocarril y primeros automóviles) y marítimo y también proveen potencia para trabajos estacionarios en industrias. En el agro permite ampliar la superficie explotada que hasta entonces solo se trabajaba con tracción “a sangre”.

La máquina de vapor consiste en un motor de combustión externa, es decir, la quema del combustible se produce fuera del cilindro (en una caldera) y a través de unos conductos el vapor a presión que se genera se lleva hasta el cilindro moviéndolo alternativamente en uno y otro sentido. A través de un mecanismo biela-manivela el movimiento alternativo rectilíneo del pistón dentro del cilindro se transforma en un movimiento rotativo y continuo. Ya en este primer motor existía un regulador. Conocido como regulador de Watt, se trata de unos contrapesos que se mueven proporcionalmente a la rotación del motor. Cuando el motor gira rápidamente porque está descargado, también gira rápidamente el regulador y sus contrapesos se separan haciendo que se cierre el pasaje de vapor hacia el cilindro. Cuando el motor se cae en vueltas porque se lo carga con algún esfuerzo (se va frenando), también cae en vueltas el regulador, sus contrapesos se cierran y abren en mayor medida la entrada de vapor hacia los cilindros. De esta manera, el regulador “percibe” el aumento o la caída de vueltas de la máquina de vapor y trata de

compensar ese aumento o caída de vueltas modificando la cantidad de vapor que se envía a los cilindros. Este ingenioso mecanismo con algunas modificaciones se continúa usando en los motores modernos y en los motores de los tractores es indispensable ya que los mismos están permanentemente sometidos a variaciones de carga en su trabajo. Cuando el tractor clava un implemento en la cabecera (sembradora, descompactador) el motor recibirá una carga repentina muy grande que tendrá que compensar con mayor cantidad de combustible. De la misma manera cuando en el otro extremo de la cabecera, desclava el implemento el motor tendería a irse en vueltas si mantiene el combustible que viene quemando. Es indispensable que haya un mecanismo o sensor que perciba estos aumentos o caídas de vueltas y actúe sobre la inyección de combustible para mantener al motor en un número relativamente constante de vueltas, ese mecanismo es el regulador. Se recomienda para la comprensión de la máquina de vapor visualizar el video de YouTube “La máquina de vapor” en <https://www.youtube.com/watch?v=koi1ljGnyyl>. Los aportes de Watt fueron tan revolucionarios y cambiaron tanto el mundo que la unidad de potencia del sistema internacional lleva su nombre “Watt” o su traducción castellana “vatio” (símbolo: W). Como es una unidad de poca potencia se utiliza más comúnmente su múltiplo el kW.

Figura 1: Tractor antiguo con motor de vapor



Los primeros tractores fueron máquinas de vapor, se caracterizaban por ser muy pesados, tener muy baja potencia y ruedas metálicas (Figura 1). La incorporación del tractor en la agricultura hizo menos sacrificio el trabajo en el campo y paralelamente reemplazó mano de obra humana y animal. Habitualmente las máquinas y la tecnología dejan sin trabajo a muchas personas. En la actualidad sería impensable sembrar y cosechar los millones de hectáreas que se cultivan en Argentina sin máquinas y sin motores.

Motores de combustión interna

Motor de ciclo Otto, o motor naftero (carburación externa)

El alemán Nikolaus August Otto ideó en 1867 (un siglo después de la máquina de vapor) el primer motor de combustión interna, el motor naftero. Este motor se caracteriza por introducir una mezcla de aire y nafta en el cilindro previamente carburada (mezclada) y la quema del combustible se hace dentro del cilindro iniciándose con un chispazo que genera una bujía en la parte superior. Por lo tanto, el motor naftero es un motor de combustión interna, pero carburación externa (la mezcla aire-nafta se hace fuera del cilindro, en un carburador o en los motores modernos se inyecta la nafta en el múltiple de admisión, pero siempre fuera del cilindro). El encendido es por chispa y poseen una relación de compresión relativamente baja respecto a los Diésel, en el orden de 8-10:1. Los motores nafteros no son los que usan principalmente los tractores y máquinas agrícolas, sino que se usa el motor Diésel que surgió unos años después (Figura 2).

Motor de ciclo Diésel (carburación interna)

En 1894, el alemán Rudolf Diésel inventó el motor que lleva su nombre, que emplea un combustible menos volátil, el gas oil y que no necesita chispa para su encendido. Es un motor de carburación interna (la mezcla entre el aire y el gasoil se realiza dentro del cilindro). El cilindro admite solo aire, se comprime fuertemente (18-22:1 de relación de compresión) con lo que aumenta mucho la temperatura del aire y al final de la compresión se inyecta el gasoil dentro del cilindro que arde espontáneamente sin necesidad de chispa. Por lo tanto, a diferencia del motor de ciclo Otto, el motor Diésel no requiere un combustible tan refinado como la nafta (llamada gasolina en muchos países) y no requiere chispa, pero necesitará de altas compresiones para alcanzar temperaturas tan altas que permitan la autoignición del gasoil (o gasóleo en otros países). Entre otras cosas Diésel buscó un motor que funcionara con un combustible menos refinado, inclusive que pudiese quemar aceite vegetal (el biodiesel de la actualidad).

Motores de dos tiempos

Si bien en el campo se pueden ver en algunas máquinas motores de dos tiempos (desmalezadoras, motosierras) no son de los más empleados y por lo tanto no se analizarán en detalle. Estos motores resuelven el ciclo completo en dos carreras del pistón (una ascendente y una descendente) completando una vuelta de cigüeñal. Para comprender el funcionamiento de estos motores se recomienda el video “¿Cómo funciona un motor de dos tiempos? (Animación)” https://www.youtube.com/watch?v=q9kKzzkeJPQ&ab_channel=ThomasSchwenkeES

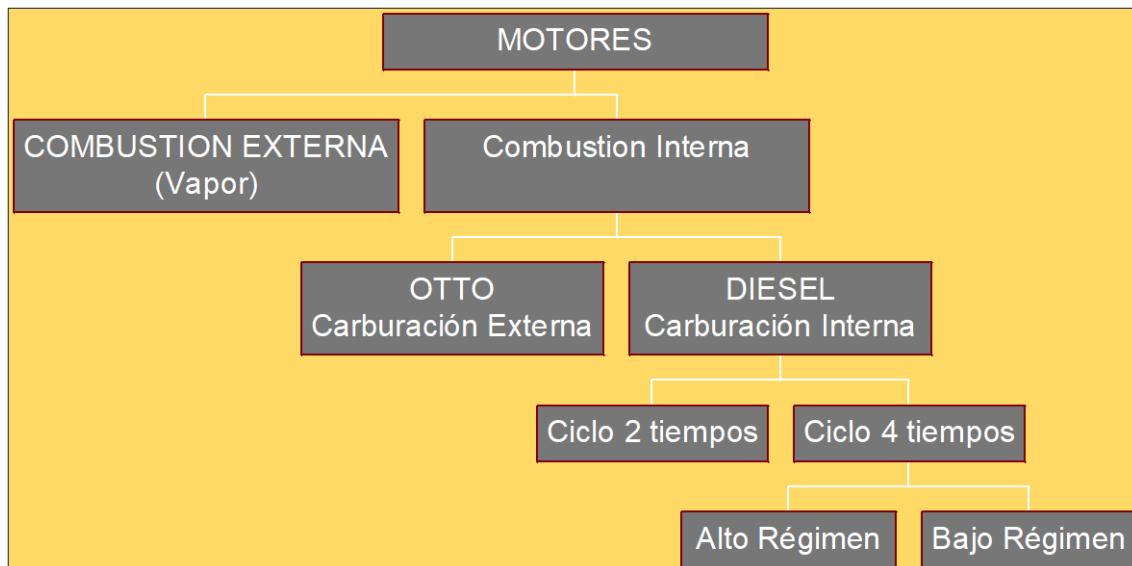
En estos motores se usa el cárter para precomprimir una mezcla aire-combustible y se debe agregar aceite en dicha mezcla para reducir la fricción del mecanismo pistón-cilindro.

Motores de cuatro tiempos

Son los fundamentalmente usados en los tractores y máquinas agrícolas. Completan el ciclo en 4 carreras del pistón dentro del cilindro, es decir dos vueltas completas del cigüeñal. Los 4 tiempos son admisión, compresión, trabajo y escape.

A su vez, de los motores Diésel de 4 tiempos, se emplean los de bajo régimen, que entregan la potencia a altos pares, a diferencia de los Diésel ligeros usados en autos y camionetas que entregan la potencia a alto régimen.

Figura 2: Clasificación de los motores de combustión



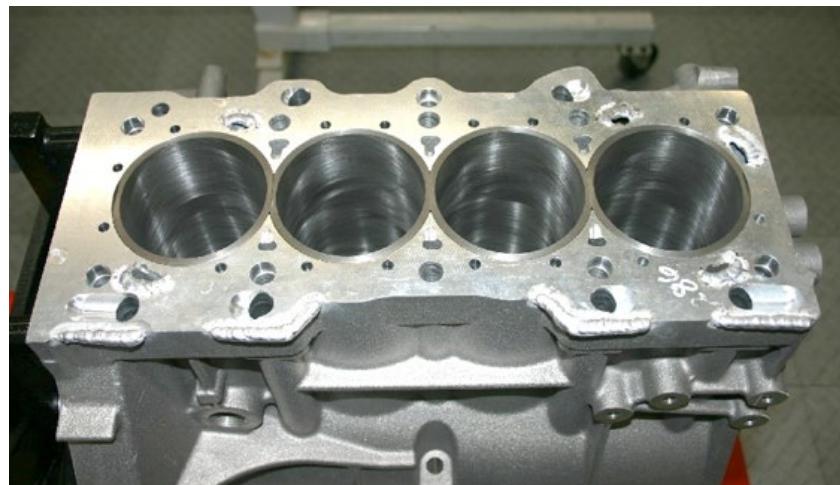
Partes fundamentales de los motores

Block

Es la parte más voluminosa y pesada del motor. Se fabrica en fundición de acero y presenta unos grandes huecos cilíndricos llamados precisamente “cilindros” dentro de los cuales se moverán hacia arriba y abajo los pistones. Presenta además un conjunto de orificios por los que circula el agua de refrigeración, el aceite de la lubricación y un conjunto de espárragos que permiten su cerrazón por la parte superior a través de la unión con la culata o tapa de cilindros y en la parte inferior con el cárter, que es un recipiente que contiene el aceite de la lubricación. Los cilindros pueden estar excavados en el mismo block o pueden ser postizos intercambiables (Figura 3). En este último caso se llaman “camisas”. Con el tiempo los cilindros se van desgastando y puede ser necesaria una rectificación, es decir llevarlos nuevamente a una dimensión circular perfecta con lo que se recurre a hacer un desgaste para llegar a la primer o segunda

“supermedida” y se reemplazan también los pistones con aros de mayor medida que ajusten a la nueva dimensión.

Figura 3: Block de un motor de 4 cilindros con camisas



Culata o tapa de cilindros

La culata cierra por la parte superior al block y a los cilindros, se fabrica de hierro forjado y para conseguir un perfecto y hermético cierre se recurre a una junta de un material blando que se intercala entre culata y block (Figura 4). En la culata van ubicadas las válvulas de admisión y escape, es decir los mecanismos que permitirán el ingreso de aire limpio al interior del cilindro y la salida de los gases de la combustión luego de terminado el ciclo. Puede haber una o dos válvulas de admisión y escape por cada cilindro. Un motor de 4 cilindros con dos válvulas de admisión y dos de escape por cada cilindro tendrá 16 válvulas en total. Asimismo, en la culata van ubicados los inyectores, que son los mecanismos que incorporan el gasoil finamente pulverizado en el momento oportuno (Figura 5).

Figura 4: Tapas de cilindros (Izquierda) y junta de tapa de cilindros (Derecha)

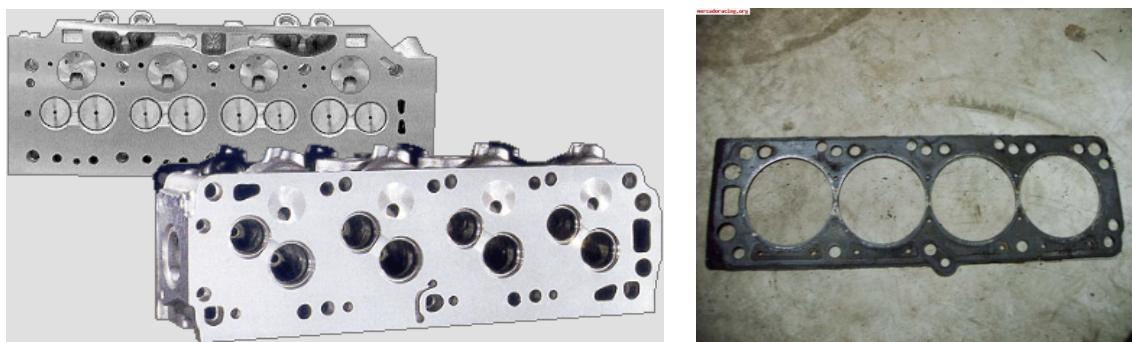


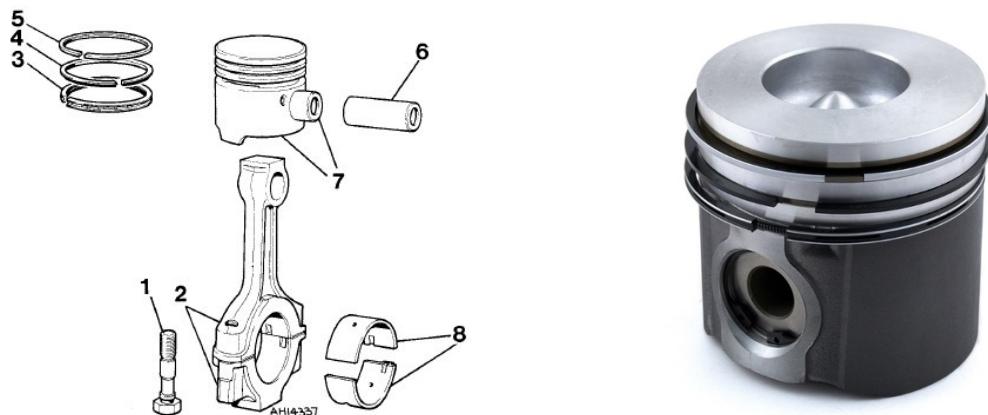
Figura 5: Ubicación de dos válvulas de admisión y dos de escape sobre la culata. En la parte central se encuentra el inyector



Pistón

Los pistones son los mecanismos que se mueven alternativamente hacia arriba y abajo dentro de los cilindros cumpliendo los distintos tiempos de los motores. Los pistones se construyen de aluminio que es un material liviano para reducir la inercia de los mismos. Debe pensarse que los pistones están cambiando de dirección todo el tiempo (hacia arriba y hacia abajo) y, en consecuencia, para reducir la inercia, es conveniente que tengan poca masa. Los pistones tienen un conjunto de segmentos o “aros” que cierran perfectamente respecto al cilindro. El segmento superior se llama “aro de compresión” o “de fuego”, mientras que los inferiores cumplen la función de “rascar el aceite” de la lubricación hacia el cárter. El pistón va unido mediante un bulón a la biela que es un elemento que lo vincula con el cigüeñal del motor. La biela de cada pistón se vincula a una de las muñequillas o manivelas del cigüeñal (Figura 6).

Figura 6: Izquierda: Pistón articulado en su parte inferior con la biela (2) a través del bulón (6) y en el que se aprecian los aros o segmentos (3, 4 y 5) y los cojinetes de biela (8) Derecha: Pistón típico de motor Diésel en el que se observa en la cabeza una excavación que corresponde a la cámara de combustión



Cotas del cilindro

El pistón dentro del cilindro hace un movimiento alternativo ascendente y descendente alcanzando dos cotas límites con la parte superior de su cabeza. Cuando la parte superior de la cabeza del pistón alcanza su punto más elevado, a dicha cota se la conoce como Punto Muerto Superior o su sigla PMS mientras que la parte más baja alcanzada en la carrera de descenso por la parte superior del pistón se la denomina Punto Muerto Inferior o PMI. La distancia entre PMS y PMI se denomina “carrera” (Figura 7). La cilindrada unitaria, es el volumen desplazado cuando el pistón va desde el PMI al PMS y se calcula como la carrera por el área del pistón y la cilindrada total será la cilindrada unitaria por el número de cilindros que tenga el motor.

$$\text{Cilindrada total} = z \times \pi \times \frac{D^2}{4} \times C$$

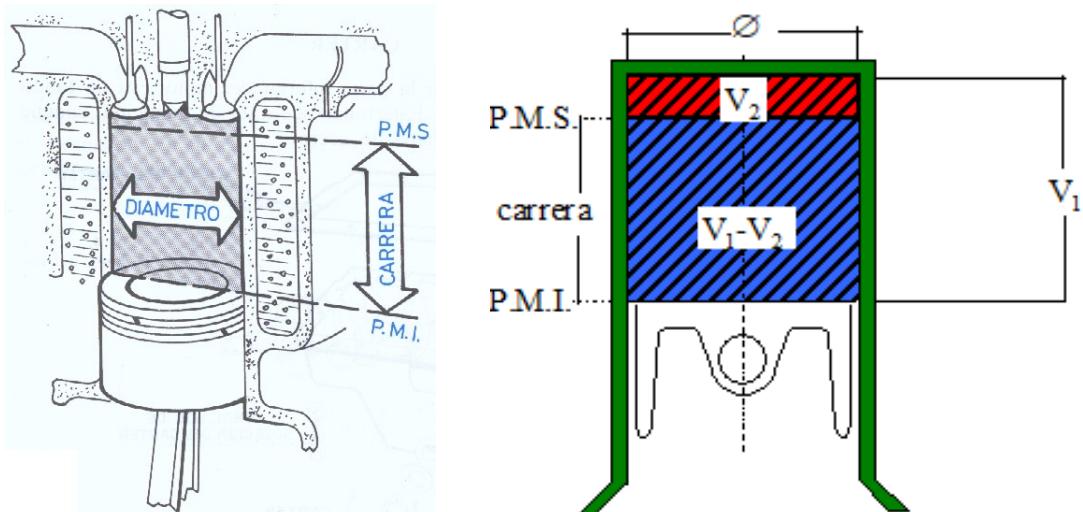
Donde z: número de cilindros; D: diámetro del cilindro y C: carrera

La relación de compresión de un motor es la relación entre el volumen que ocupa el aire cuando el pistón está en el PMI con el volumen que ocupa el aire cuando está en el PMS. Cuando está en el PMS el aire ocupa solo la denominada “cámara de combustión” mientras que cuando está en el PMI ocupa la cámara de combustión más la cilindrada unitaria. En los motores Diésel el aire se comprime tanto que la parte superior del pistón llega prácticamente hasta la culata por lo que la cabeza del pistón lleva excavado un hueco que representa la cámara de combustión (Figura 6).

La expresión analítica de la relación de compresión es:

$$rc = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{cil} + vcc}{vcc} = \frac{V_{cil}}{vcc} + 1$$

Figura 7: Izquierda: cotas del cilindro y dimensiones que definen la cilindrada (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000) Derecha: Volumen que ocupa el aire cuando el pistón está en el PMI (V_1) y cuando está en el PMS (V_2)



La relación de compresión en los motores Diésel oscila entre 16 y 22:1 y es sustancialmente mayor que en los motores nafteros que varía entre 8 y 10:1. El aire se comprime tanto en los motores Diésel y alcanza tanta temperatura que cualquier combustible líquido que se incorpore arderá espontáneamente sin necesidad de una chispa (como en los motores nafteros). Por eso se dice que los motores Diésel “encienden por compresión” y no por chispa como los nafteros, queriendo con esto decir que no es necesaria una bujía que genere chispas, sino que la alta compresión generada eleva tanto la temperatura que el combustible arde espontáneamente. La independencia de un circuito eléctrico que genere chispas en el encendido representa otra ventaja de los motores Diésel frente a los nafteros.

Biela-Manivela-Cigueñal

La fuerza que recibe el pistón se transmite a un eje accodado denominado “cigueñal” a través del mecanismo biela-manivela. Esta articulación (biela-manivela) permite transformar el movimiento alternativo rectilíneo del pistón dentro del cilindro en un movimiento rotativo y continuo del cigüeñal.

Figura 8: Pistones vinculados al cigüeñal mediante la biela. En uno de los extremos del cigüeñal se observa el volante de inercia (con una corona dentada donde actúa el motor de arranque) mientras que en el extremo opuesto se ve un engranaje encargado de distribuir movimiento a los elementos que asisten al motor (bombas, árboles de levas, ventilador, etc.)



El cigüeñal tiene del lado contrario a los pistones, unos contrapesos que cumplen el objetivo de equilibrar y balancear los movimientos de cambio de dirección que tienen los pistones en su recorrido alternativo (Figura 8 y Figura 9). El cigüeñal se apoya en el block del motor mediante los denominados “apoyos” o “bancadas”. Cada cilindro debe tener un apoyo a cada lado por lo que el número total de apoyos es igual al número de cilindros más uno. El rozamiento de la biela con la manivela del cigüeñal y el de los apoyos en el block del motor debe ser minimizado a través de lubricación. Además, tiene

en las muñequillas y en las bancadas unos cojinetes antifricción que funden a menos temperatura que el resto de las piezas y previenen una rotura mayor del motor. Son llamados cojinetes de biela y cojinetes de bancada. En el taller se los conoce como “metales”.

Figura 9: Cigüeñal de motor de 4 cilindros con 5 apoyos o bancadas.

Se aprecian los orificios utilizados para la lubricación



Volante de inercia

Es una pieza circular que se encuentra en el extremo posterior del cigüeñal que cumple la función de acumular inercia en los momentos que la sumatoria de energía de los distintos tiempos en que se encuentra cada cilindro da saldo positivo para entregarlo cuando la sumatoria da saldo negativo. Su tamaño es mayor cuanto menos cilindros tiene el motor ya que a mayor cantidad de cilindros es más probable que haya alguno de ellos en el tiempo de expansión o trabajo y menos necesidad de un gran volante. Existió en los comienzos de la mecanización el motor “pampa” que teniendo un solo cilindro necesitaba dos grandes volantes que acumularan inercia.

El volante tiene una corona exterior en la que acopla el motor de arranque (burro). Del lado opuesto al cigüeñal va acoplado el primer elemento de la transmisión del tractor, el embrague (Figura 10).

Figura 10: Izquierda: Volante de inercia con corona exterior, al mismo se acopla el embrague. Derecha: Motor de arranque actuando sobre la corona exterior del volante durante el encendido



Las 4 carreras del motor Diésel de 4 tiempos

Los motores Diésel de 4 tiempos cumplen un ciclo completo en 4 carreras del pistón dentro del cilindro. Cada una de las carreras implica media vuelta del cigüeñal por lo que los 4 tiempos se cumplen en dos vueltas del cigüeñal. Los 4 tiempos reciben el nombre de Admisión, Compresión, Trabajo y Escape.

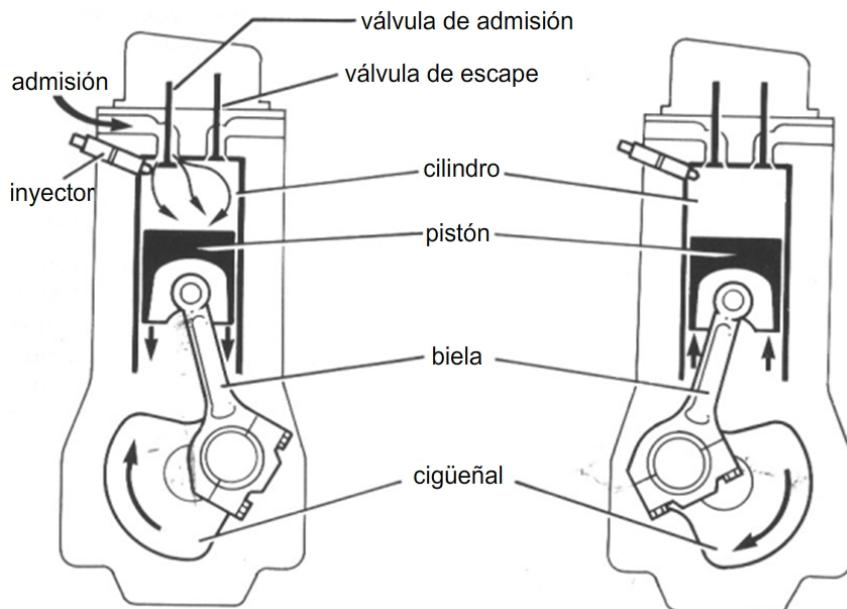
Admisión

En la admisión el pistón va desde el punto muerto superior al inferior con la válvula de admisión abierta. En este tiempo entra aire desde el exterior llenando el cilindro con uno de los elementos necesarios para la combustión, el oxígeno. El aire atmosférico tiene otros componentes como nitrógeno, dióxido de carbono, vapor de agua que no intervienen en la reacción. El aire ingresa porque al ir el pistón hacia abajo se genera una depresión (una caída de la presión, una succión) desplazándose desde un lugar con más presión (atmósfera) a un lugar con menos presión (interior del cilindro) (Figura 11, Izquierda).

Compresión

En la compresión el pistón va desde el punto muerto inferior al punto muerto superior con las dos válvulas (admisión y escape) cerradas. Producto de esta gran compresión de los motores Diésel el aire alcanza una gran presión y temperatura (40bares, 550°C) (Figura 11, Derecha).

Figura 11: Tiempos del motor Diésel. Izquierda: Admisión (carrera descendente con la válvula de admisión abierta) Derecha: compresión (carrera ascendente con ambas válvulas cerradas)



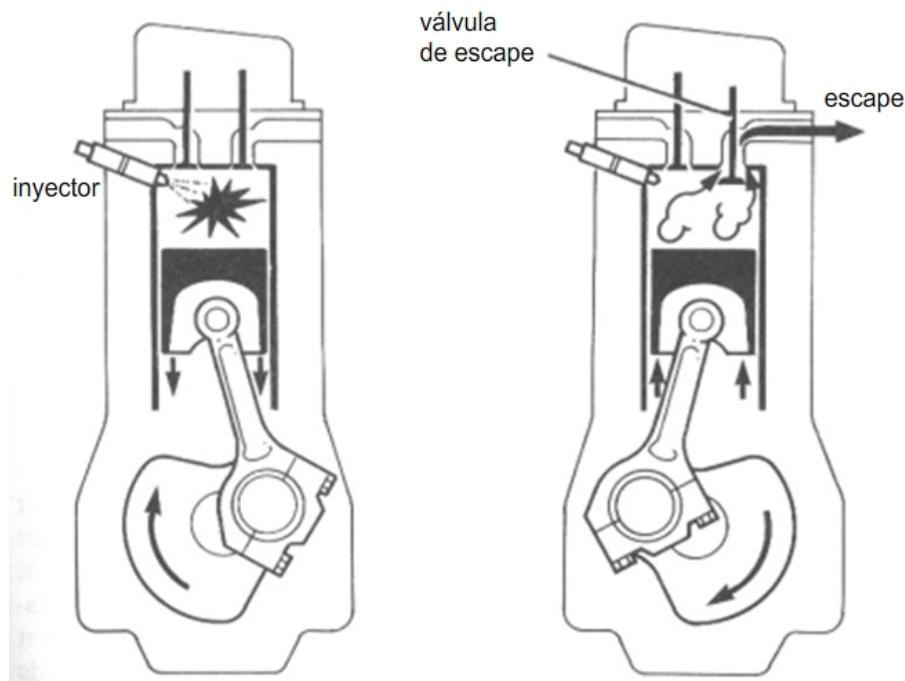
Trabajo

A este tiempo también se lo llama expansión. Estando el pistón en el punto muerto superior se inyecta el gasoil que arderá espontáneamente por la gran presión y temperatura alcanzada durante la compresión sin necesidad de una chispa (encendido por compresión). Durante este tiempo el pistón va desde el punto muerto superior al inferior con las dos válvulas cerradas. Producto de la combustión del gasoil se eleva en gran medida la temperatura y la presión dentro del cilindro (2500°C y 150 bares). Esta gran presión genera una fuerza descendente sobre la cara del pistón ($F = P \times A$). Dicha fuerza actuando sobre toda la carrera de descenso del pistón representa el trabajo obtenido en el ciclo. Dividiendo ese trabajo por el tiempo que tardó en realizarse se puede calcular la potencia obtenida. Este es el único tiempo que genera trabajo, los tres tiempos restantes (escape, admisión y compresión) demandan trabajo del motor y absorberán inercia del volante o de los otros cilindros que estén en tiempo de trabajo. (Figura 12, Izquierda)

Escape

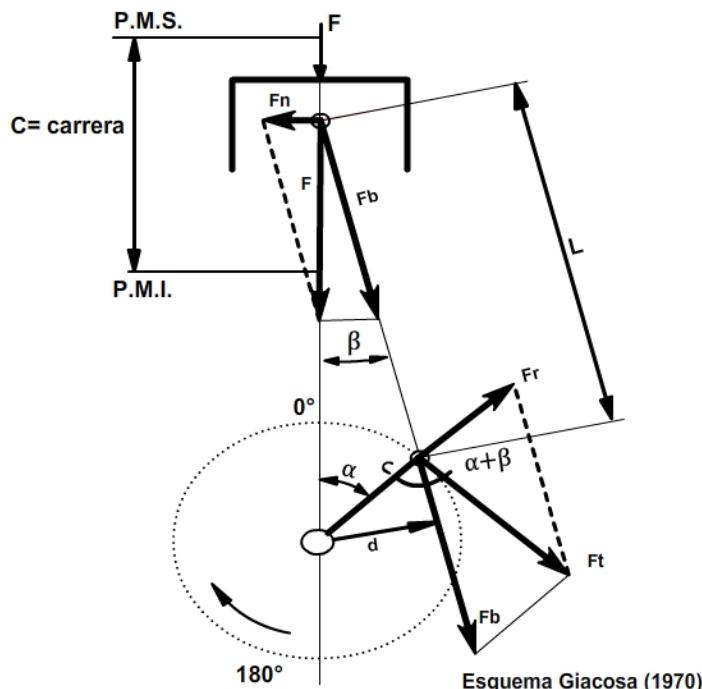
Durante el escape el pistón va desde el punto muerto inferior al punto muerto superior con la válvula de escape abierta, barriendo así los gases de la combustión. Al ser empujado el aire por el pistón sale de un lugar con mayor presión (interior del cilindro) hacia un lugar con menos presión (la atmósfera) (Figura 12, Derecha).

Figura 12: Tiempos del motor Diésel. Izquierda: Trabajo (carrera descendente con ambas válvulas cerradas) Derecha: Escape (carrera ascendente con la válvula de escape abierta)



En la Figura 13 se aprecian las fuerzas actuantes en el conjunto pistón-cilindro y cómo se transmiten éstas al cigüeñal a través de la biela. La Fuerza F producto de la presión alcanzada en la cámara de combustión por el área de la cabeza del pistón, actúa sobre la única cara que se puede mover: la cabeza del pistón hacia abajo. Dicha fuerza se traslada sobre su recta de acción hacia el punto de unión del pistón con la biela (el bulón) y allí se puede observar que se descompone en dos fuerzas, una que está en la dirección de la biela, F_b y la otra F_n que empuja al pistón contra la pared del cilindro. A su vez, la Fuerza en la biela se traslada sobre su recta de acción al punto de unión entre la biela y la manivela del cigüeñal y allí también se descompone en dos, una radial F_r que trata de sacar al cigüeñal de su bancada y una tangencial F_t que es la que efectivamente va a generar un momento útil $F_t \times r$. En función de la presión en el interior del cilindro y la posición del conjunto biela-manivela estas fuerzas se irán modificando en los distintos puntos de la carrera descendente. Obsérvese que tanto en el punto muerto superior como inferior puede existir una Fuerza F pero no habrá distancia por lo que en esos puntos tampoco se genera momento o par motor (ángulos alfa y beta son iguales a 0°).

Figura 13: Esquema de fuerzas actuantes en el conjunto pistón, cilindro, biela, cigüeñal. (Adaptado de Giacosa, 1970)



En la Tabla 1 se mencionan las propiedades que permiten el funcionamiento del motor Diésel y los mecanismos empleados para poderlas realizar. El hecho de que los gases se puedan compimir y expandir es aprovechado para el movimiento alternativo del pistón dentro del cilindro. Por otra parte, los líquidos son incompresibles y esto es usado para dosificar el gasoil en forma muy precisa con la bomba inyectora en función de la demanda del motor en cada momento. El volumen máximo enviado por ciclo es alrededor de 40 miligramos, que para comprender la magnitud se puede decir que es el volumen de una cabeza de alfiler. La bomba enviará más gasoil cuando el motor se caiga en vueltas, se frene, por aumento de la demanda de esfuerzo

(supóngase el momento en que se clava el arado) y deberá reducir la cantidad de gasoil cuando el motor aumente las vueltas, en la situación contraria, cuando se desclava el arado y se queda sin carga. Esto lo hará la bomba inyectora comandada por un elemento que percibe el aumento o la caída de vueltas denominado regulador de la inyección. Por último, el hecho de que los sólidos sean estancos, indeformables (dentro de ciertos límites) permite transmitir las fuerzas obtenidas en el único tiempo activo desde el pistón hacia el cigüeñal a través del ingenioso mecanismo biela-manivela que transformará el movimiento alternativo del pistón en un movimiento rotativo y continuo del cigüeñal.

Tabla 1: Funciones, propiedades y mecanismos que permiten el funcionamiento del motor Diésel

FUNCION	PROPIEDAD	MECANISMO
Compresión y Expansión de Gases	Compresibilidad de los Gases	Pistón - Cilindro
Carburación (Líquido + Gas)	Incompresibilidad de los líquidos	Bomba Inyectora + Inyector
Movimiento alternativo en rotativo y continuo	Estanqueidad de los sólidos	Biela - Manivela

Resulta conveniente para la comprensión y visualización de las partes de un motor Diésel revisar el video “Motor Diésel. ¿Cómo funciona?” disponible en YouTube (https://www.youtube.com/watch?v=_YiISR57Sz4).

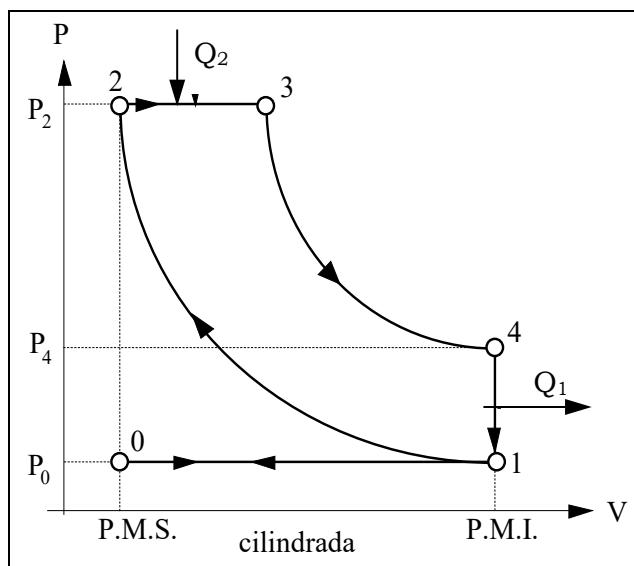
Laura Draghi

Ciclo Diésel ideal

Antes de intentar un análisis más acertado de las complejas transformaciones que ocurren en el interior de una máquina térmica que convierte la energía química del combustible en trabajo útil, es útil realizar una aproximación teórica, considerando algunas simplificaciones que facilitan la comprensión básica de su funcionamiento.

Por ello se representará el funcionamiento ideal de un motor Diésel de cuatro tiempos considerando que el fluido es aire puro, que se comporta como un gas perfecto (Figura 14). El análisis se hará sobre un motor de cuatro tiempos, el cual necesita dar dos vueltas completas del cigüeñal para realizar un ciclo completo (cuatro carreras).

Figura 14: Ciclo Diésel Ideal



El principio de funcionamiento de los motores Diésel consiste en: admitir la mayor cantidad de aire como sea posible, comprimirlo suficientemente como para generar una presión y temperatura tales que, al introducir combustible finamente pulverizado, se combusione rápidamente y producto de la misma se genere trabajo mecánico sostenido en el tiempo. Para ello es necesario que ocurran una serie de transformaciones termodinámicas del fluido que en el caso del ciclo Diésel son:

0-1.- Admisión (Isobárica): La válvula de admisión se abre instantáneamente en el PMS y mientras el pistón desciende hacia el PMI admite el aire desde el exterior de manera que durante la admisión se supone que el cilindro se llena totalmente de aire que circula sin rozamiento alguno por los conductos de admisión. Se considera entonces que la presión se mantiene constante e igual a la presión atmosférica.

1-2.- Compresión (Adiabática): Una vez que el pistón llega al PMI se cierra la válvula de admisión y comienza el ascenso del pistón. Durante esta carrera el aire es comprimido hasta ocupar el volumen correspondiente a la cámara de combustión. Esta transformación es adiabática, es decir sin intercambio de calor con el medio externo, por realizarse en un tiempo muy corto. La temperatura alcanzada al finalizar la compresión supera los 600°C debido a que el volumen del aire que entra se reduce significativamente alcanzándose la temperatura necesaria para producir la autoinflamación del combustible sin necesidad de chispa eléctrica. El aire se comprime desde un volumen V_1 , que incluye la cilindrada y la cámara de combustión, hasta uno V_2 , que sólo incluye la cámara de combustión, según lo que se denomina relación de compresión:

$$rc = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{cil} + vcc}{vcc} = \frac{V_{cil}}{vcc} + 1$$

Donde vcc es el volumen de la cámara de combustión y V_{cil} es el volumen del cilindro.

Los motores Diésel de tractores tienen una relación de compresión que varía entre 16:1 a 22:1.

Si durante la compresión el sistema no intercambia calor con su entorno (proceso adiabático), el producto entre la presión y el volumen, elevado a un coeficiente, también se mantiene constante según la expresión:

$$PV^\gamma = cte$$

Donde el coeficiente γ es el cociente entre el calor molar a presión constante (C_p) y el calor molar a volumen constante (C_v).

Si el fluido es aire puro, que se comporta como un gas perfecto, los calores específicos son considerados constantes e iguales a los del aire en condiciones normales de 15°C de temperatura y una atmósfera de presión, se tiene:

$$C_p = 0,241 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 6,99 \text{ cal/mol } ^\circ\text{C} = 29,3 \text{ J/mol } ^\circ\text{C}$$

$$C_v = 0,172 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 4,99 \text{ cal/mol } ^\circ\text{C} = 20,9 \text{ J/mol } ^\circ\text{C}$$

y el cociente entre ellos $\gamma = C_p/C_v = 1,4$.

Al finalizar la compresión, la presión y temperatura que alcanza el aire pueden calcularse según las ecuaciones:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_1 r c^{\gamma-1}$$

Donde los subíndices 1 y 2 significan inicial y final, respectivamente.

2-3.- Inyección y combustión (*Isobárica*): La inyección de combustible a muy alta presión y finamente pulverizado, se produce cuando el pistón alcanza el PMS. El poder calorífico del combustible aporta el calor de entrada (Q_2) y la combustión se mantiene a presión constante. El punto V_3 es donde comienza la verdadera expansión de los gases, con marcada caída de la presión y gran aumento de volumen, ya que el pistón desciende hacia el punto muerto inferior. La relación entre V_3/V_2 es lo que se llama relación de inyección (RI).

3-4.- Terminada la combustión, el pistón desciende hacia el PMI y la presión alcanzada actúa sobre la superficie del pistón generando la fuerza necesaria para producir trabajo. La expansión (3-4) es el único tiempo activo del motor. Al igual que la compresión, se supone que se realiza sin intercambio de calor con el medio exterior (muy rápida), por lo que se considera una *transformación adiabática*. La presión interna desciende a medida que el cilindro aumenta de volumen.

4-1.- Primera fase del escape (*Isócora*): En el PMI (punto 4) se abre instantáneamente la válvula de escape y se supone que los gases quemados salen tan rápidamente al exterior, que el pistón no se mueve, se puede considerar que la transformación que experimentan es una a volumen constante. La presión en el cilindro baja hasta la presión atmosférica y una cantidad de calor Q_1 no transformado en trabajo, es entregado a la atmósfera.

1-0.- Segunda fase del escape (*Isobárica*): Los gases residuales que quedan en el interior del cilindro son expulsados al exterior por el pistón durante su recorrido (1-0) hasta el PMS. Al llegar a él se supone que de forma instantánea se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión para iniciar un nuevo ciclo. Como se supone que no hay pérdida de carga debida al rozamiento de los gases quemados al circular por los conductos de escape, la transformación (1-0) puede ser considerada como *isobárica*.

Rendimiento del ciclo Diésel

La segunda ley de la termodinámica expresa que ninguna máquina térmica es capaz de convertir en trabajo mecánico todo el calor aportado. Por ello, sólo una parte de la energía química aportada por el combustible es transformada en trabajo y esta proporción representa el rendimiento térmico del motor. Así puede definirse como la razón entre el trabajo generado en el ciclo ideal y el equivalente en trabajo del calor gastado para generarlo.

$$\eta_t = \frac{\text{calor entregado} - \text{calor expulsado}}{\text{calor entregado}} = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2}$$

Calor entregado o suministrado $Q_2 = m C_p (T_3 - T_2)$

Calor expulsado o cedido $Q_1 = m C_v (T_4 - T_1)$

$$\eta_t = \frac{C_p(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)}$$

Sabiendo que $\frac{C_p}{C_v} = \gamma$

$$\text{Que } \frac{V_3}{V_2} = RI \quad \frac{V_1}{V_2} = rc$$

$$P_2 = P_3 \quad \frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3}$$

$$V_1 = V_4$$

Puede llegar a deducirse la expresión del rendimiento térmico ideal del ciclo Diésel

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{rc^{\gamma-1}} \left[\frac{RI^\gamma - 1}{\gamma(RI - 1)} \right]$$

Puede verse que el rendimiento térmico guarda relación directa con la relación de compresión.

Ciclo real de un motor Diésel. Diagrama indicado

El ciclo real es el que refleja las condiciones efectivas de funcionamiento de un motor y, cuando se representa en un diagrama P-V, se denomina diagrama indicado, ya que puede obtenerse con la utilización de un indicador. El indicador es un instrumento que mide simultáneamente la posición de la cabeza del pistón en cada momento (y en consecuencia el volumen que ocupa el aire) y la presión dentro del cilindro a través de un vaso comunicante por lo que es capaz de detectar las variaciones de presión y volumen en el interior del cilindro en cada momento del ciclo (Figura 15). Al desplazarse junto al pistón va a recorrer una distancia en el eje X que será la carrera mientras que en el eje Y a través del vaso comunicante cuando crezca la presión en el interior del cilindro

se vencerá la fuerza del muelle y la punta marcadora también ascenderá hasta alcanzar el valor máximo. El ciclo real tiene la forma representada en la Figura 16.

Figura 15: Diagrama del indicador adosado al pistón del motor (Adaptado de Giacosa, 1970)

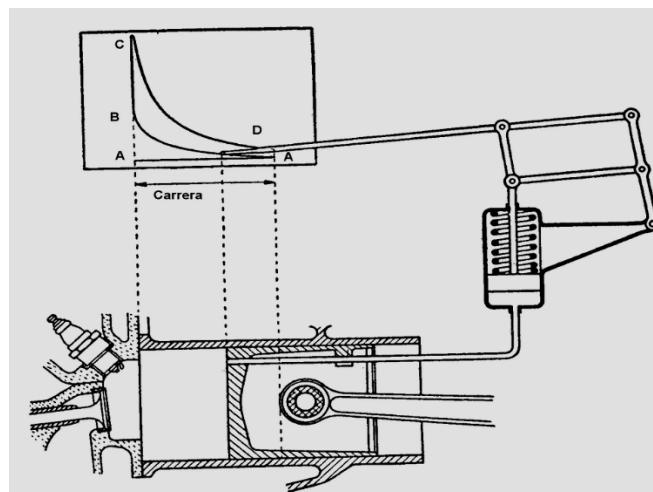
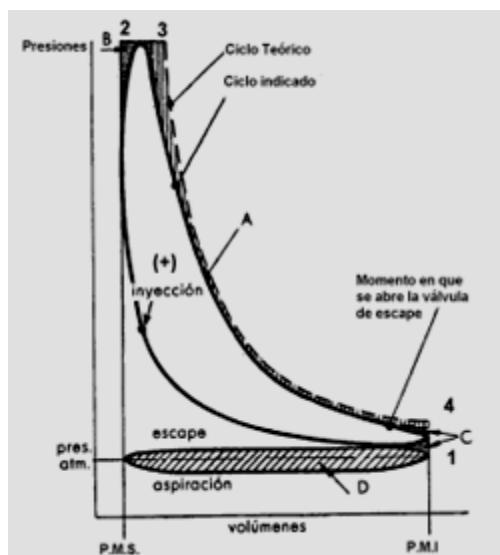


Figura 16: Diagrama del ciclo real (indicado) Diésel
(Adaptado de Giacosa, 1970)



Las principales diferencias que surgen entre el ciclo indicado y el ciclo teórico, están causadas por:

- Pérdidas de calor (A): eran nulas en el ciclo ideal y en la realidad son importantes, el cilindro está refrigerado para asegurar el buen funcionamiento del pistón y una buena parte del calor del fluido, se transmite a las paredes. Las líneas de compresión y de expansión (única que produce trabajo) no son adiabáticas, resultando en politrópicas con un exponente diferente a γ del ciclo ideal. Debido a las pérdidas de calor, en la carrera de compresión el nuevo

exponente (n : exponente de la transformación politrópica) resulta menor a γ y en la expansión resulta mayor. Como resultado de este fenómeno aparece un área A de pérdida de trabajo con respecto al ciclo ideal.

- Aumento de los calores específicos del fluido con la temperatura: Los calores específicos tanto a presión constante (C_p) como a volumen constante (C_v), en el caso de tratarse de un gas real, no permanecen constantes, sino que aumentan con el aumento de la temperatura, en modo tal que su cociente $\gamma = C_p/C_v$ disminuye. Por consiguiente, los valores de la presión y la temperatura máxima alcanzados son menores que en el ciclo ideal.

- Tiempo de apertura de la válvula de escape, aunque en el ciclo teórico se supuso que la apertura y cierre de válvulas ocurría instantáneamente, y en los PMS o PMI, en realidad esta acción tiene lugar en un tiempo relativamente largo, en relación con los tiempos de desplazamiento del pistón. La extracción de calor que en el ciclo ideal ocurre instantáneamente en correspondencia con el PMI, en la realidad no es instantánea, la válvula de escape se abre con anticipación para comenzar a expulsar los gases producto de la combustión y disminuir la presión en el interior del cilindro hasta aproximarse a la presión externa al inicio de la carrera de escape. Este adelanto en la apertura de la válvula de escape, provoca una pérdida de trabajo útil (área C), pérdida que sería mucho mayor si no se anticipara su apertura.

- La combustión no se produce a presión constante ni es instantánea, ya que, aunque en el ciclo teórico se supone que la combustión se realiza instantáneamente y según una transformación a presión constante, en el ciclo real la combustión dura un cierto tiempo. Para compensar el tiempo de retardo de la combustión, se adelanta la inyección de combustible con respecto al PMS. Si la inyección tuviese lugar justamente en el PMS, la combustión y el pico de presión que genera el trabajo útil, ocurrirían mientras el pistón ya recorrió gran parte de su carrera, generando una gran pérdida de trabajo. Por ello se anticipa la inyección de forma que la combustión tenga lugar, en su mayor parte, cuando el pistón se encuentra en la proximidad del PMS lo que en el ciclo se representa por un redondeo de la isocora de introducción del calor, y, por tanto, una pérdida de trabajo útil (área B) la cual resulta bastante menor que la que se tendría si la entrada de combustible se hiciera exactamente al finalizar la carrera de ascenso del pistón.

- Pérdidas por bombeo (área D): el ciclo teórico supone que tanto la admisión como el escape del aire se realizan a presión constante e igual a la atmosférica, sin rozamiento ninguno. En realidad, el aire, como cualquier fluido que debe circular por conductos (múltiples de admisión y escape), encuentra resistencias a su avance debido al rozamiento entre sus moléculas y, fundamentalmente, entre ellas y las paredes de los conductos. Pueden determinarse a partir de las ecuaciones que rigen las pérdidas de carga de cualquier fluido. Dichas resistencias determinan que la velocidad de entrada del aire sea menor que la velocidad con que aumenta el volumen del cilindro por el descenso del pistón y se genera por lo tanto una depresión que será tanto mayor cuanto mayor sea la resistencia encontrada.

Esa pérdida de energía de presión debida al rozamiento, pérdidas de carga, depende fundamentalmente de la velocidad de circulación del fluido y causa una notable pérdida de trabajo útil, ya que el pistón debe vencer una depresión en la aspiración y una sobrepresión en la carrera de escape.

Para conseguir que el ciclo indicado se acerque lo más posible al teórico, se actúa sobre la distribución adelantando y retrasando el instante de comienzo y de finalización de la entrada y salida de fluido operante del cilindro, con el propósito de conseguir un mejor llenado y evacuación de los gases. Estas variaciones son las siguientes:

- Adelanto en la apertura de la admisión (AAA). La válvula de admisión se abre antes de que el pistón llegue al PMS en su carrera de escape, contemplando que su apertura no puede resolverse instantáneamente. Así se consigue que, al inicio de la carrera de descenso del pistón, la válvula esté completamente abierta, evitando la estrangulación a la entrada del aire exterior. Se aprovecha la inercia del aire que entra para favorecer la completa expulsión de los gases producto de la combustión anterior.
- Retraso en el cierre de la admisión (RCA). La válvula se cierra un poco después de que el pistón alcanzó su PMI para aprovechar la inercia del aire que está entrando, la cual permite que la admisión se prolongue aún después de que el pistón sobrepasó el PMI.
- Adelanto en la apertura de escape (AAE). Consigue que la presión interna descienda antes y así facilitar la expulsión completa de los gases residuales de la combustión que se extenderá durante toda la carrera de ascenso. Se trata de minimizar la pérdida de energía necesaria para realizar dicho escape (pérdidas por bombeo).
- Retraso en el cierre del escape (RCE). Consigue una mejor salida de los gases ya combustionados. La reducción de la sección que deben atravesar los gases (válvula de escape) genera una muy alta velocidad de salida, disminuyendo la presión en el interior del cilindro, generándose la succión necesaria para favorecer la entrada de aire fresco. Se debe minimizar el volumen de gases residuales que quedan en el interior del cilindro. La presencia de gases de combustión en el interior del cilindro disminuye la densidad del aire que entra ya que, debido a su elevada temperatura la mezcla de éstos con el aire puro ocupa un volumen mayor que el que ocuparía el aire puro debido a su menor densidad.

El período en el cual las válvulas de admisión y escape están simultáneamente abiertas, se denomina cruce de válvulas. Durante el mismo, se aprovecha la inercia creada por el aire en los múltiples de admisión y escape para facilitar tanto la entrada del aire en la admisión como el escape de los gases residuales.

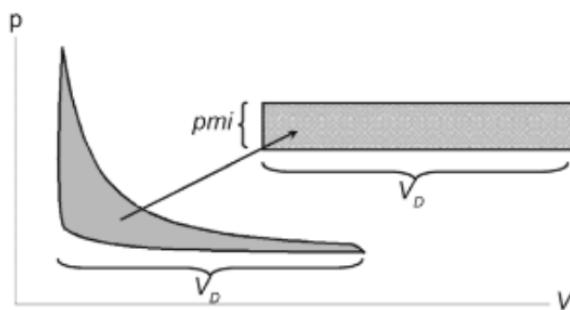
A partir de la construcción del diagrama indicado puede obtenerse la presión media indicada que es una presión constante, hipotética, a la cual el motor podría entregar el mismo trabajo neto que en realidad genera, pero en un ciclo a presión constante (Figura 17). La diferencia entre el trabajo positivo y el trabajo negativo del ciclo, se conoce como trabajo neto.

$$W (+) - W (-) = W_{\text{neto}}$$

Dividiendo el área correspondiente al trabajo neto por el volumen de cilindrada, se obtiene el valor de la presión media indicada:

$$pmi = \frac{W_{neto}}{volumen}, \text{ que será utilizada para calcular el valor de la potencia indicada (Pi).}$$

Figura 17: Interpretación geométrica de la presión media indicada. Al trabajo neto obtenido como diferencias de áreas positiva y negativa se lo divide por el volumen de cilindrada y se obtiene la presión media indicada



La potencia indicada representa la relación entre el trabajo generado y el tiempo empleado en generarlo, y puede expresarse como:

$$Ni = \frac{(W)ciclo}{(Tiempo)ciclo} = \frac{F * d}{2/n} = \frac{pmi * s * c}{2/n} = pmi * Vcil * n/2$$

Donde:

W = trabajo

En el caso de un motor de cuatro tiempos, se necesitan dos vueltas del cigüeñal para realizar un ciclo completo, por lo tanto, el tiempo para realizar un ciclo, vale 2/n

F = fuerza

d = distancia a través de la cual actúa la fuerza

s = superficie del pistón

c = carrera del pistón, distancia entre el PMS y el PMI

Vcil = volumen de cilindrada (producto de la superficie del pistón y la carrera entre sus puntos muertos)

Finalmente, hay tres términos que determinan la potencia de un motor de combustión interna que son:

La presión media indicada, pmi = que se conoce con el nombre de “factor térmico”

El volumen de cilindrada, Vcil = que es el factor “factor geométrico”

El régimen de rotación alcanzado = que es el “factor dinámico”

Eficiencias o rendimientos

La potencia térmica, N_t , Expresa el valor de potencia que el motor podría entregar teóricamente en función del combustible quemado en el interior del mismo.

$$N_t \text{ (kW)} = \frac{Ch(l/h) \rho(kg/l) E(kJ/kcal) P_c(kcal/kg)}{3600}$$

Siendo:

Ch = consumo horario

ρ = densidad del combustible

E = equivalente mecánico del calor

P_c = poder calorífico del combustible

La potencia indicada, N_i , es la que se produce en el interior del cilindro, en función de la presión media indicada, el volumen de cilindrada y el régimen de rotación del motor.

$$N_i = pmi * Vcil * n/2$$

El cociente entre la potencia indicada y la potencia térmica del combustible es el *rendimiento térmico indicado*.

$$\eta_{ti} = \frac{N_i}{N_t}$$

La potencia efectiva, N_e , es la que efectivamente llega al extremo del cigüeñal y se puede absorber en el volante a través del embrague. Será un valor menor al de la potencia indicada, producida en el interior del cilindro.

El rendimiento mecánico es la razón entre la potencia efectiva medida en el eje y la potencia indicada y representa la potencia perdida en rozamientos o en fricción entre las partes mecánicas en movimiento del propio motor y componentes de los distintos sistemas que lo asisten (bomba de aceite, bomba de agua, elementos de la distribución, etc.)

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Al producto de ambos rendimientos se lo denomina rendimiento total o térmico-mecánico:

$$\eta = \eta_m \eta_{ti}$$

El rendimiento total representa la relación entre el trabajo útil en el eje motor (al volante) y aquel equivalente a la energía calorífica del combustible consumido. Las distintas pérdidas pueden visualizarse en la Figura 18

El gasto de combustible para generar un trabajo efectivo de 1 CV h se denomina consumo específico de combustible C_e (g/CVh).

Si E es el equivalente mecánico del calor y vale $E = 427 \text{ kgm/kcal}$ y P_c = poder calorífico del combustible (kcal/kg), el trabajo equivalente al consumo de combustible por cada CV h vale, en kgm:

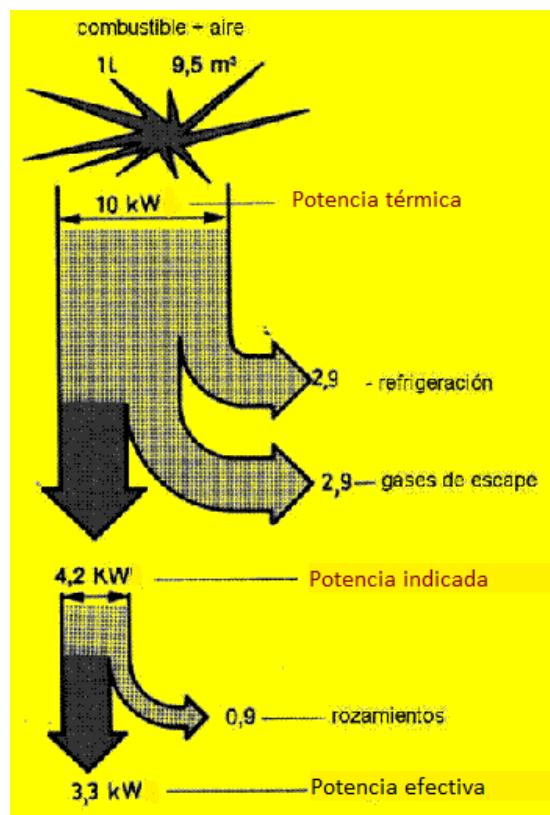
$$W_{eq} = 427 \frac{Ce}{1000(g/kg)} P_c$$

Sabiendo que $1 \text{ CV h} = 75 \text{ kgm/s} \times 3600 \text{ s} = 270000 \text{ kgm}$ se puede expresar el rendimiento total como:

$$\eta = \frac{(270000)(1000)}{Ce \cdot P_c \cdot 427} = \frac{632310}{Ce \cdot P_c}$$

Por lo tanto, el rendimiento total del motor alcanzará su valor máximo cuando el consumo específico sea mínimo.

Figura 18: Influencia de las distintas pérdidas para alcanzar la potencia indicada y efectiva a partir de una potencia térmica inicial. El rendimiento total del motor es de un 33%



Rendimiento volumétrico

Es la razón entre la masa de aire que está entrando en el motor en una unidad de tiempo y la masa de aire que debería entrar hasta completar el volumen de cilindrada total en las mismas condiciones atmosféricas del momento. La expresión matemática es:

$$\eta_v = \frac{m_{ar}}{m_{at}}$$

$$m_{at} \text{ (kg / h)} = V_{cil} \rho_{aire} n_{act}$$

Donde n_{act} = régimen activo que, para un motor de 4 tiempos, que necesita 2 vueltas para completar un ciclo vale $n/2$ (v/min).

$$\rho_{aire} = \text{densidad del aire (kg/m}^3) = \rho = \frac{m}{V} = \frac{MP}{RT}$$

R = constante universal de los gases (J/mol °K)

Para el caso del aire $M = 0,029$ kg/mol y teniendo en cuenta que $R = 8,314$ J/mol K, la relación $M/R = 3,488 \times 10^{-3}$ kg K/J.

$$\rho_{aire} \text{ (kg/m}^3) = \frac{P(Pa)}{T (K)} 3,488 \times 10^{-3} = \frac{P(kPa)}{T (K)} 3,488$$

Luis Lozano, Nicolás Polich y Guido Bellora

Sistema de admisión de aire en motores Diésel

Filtrado del aire

Los motores Diésel trabajan con exceso de aire. Es decir, con volúmenes muy superiores a los que serían necesarios en condiciones ideales o teóricas. Estas condiciones ideales de combustión y calidad de aire no son las que se encuentran bajo condiciones de trabajo a campo. En explotaciones agrícolas o forestales suele haber mucho polvo y contaminantes en suspensión. Por esto, un elemento muy importante es el filtro de aire.

Hay que tener en cuenta que un tractor requiere grandes cantidades de aire, aproximadamente 250000 litros/hora. Este valor surge de calcular el aire que debe ingresar por ciclo (volumen de cilindrada del motor), y referirlo a la unidad de tiempo, teniendo en cuenta el régimen del motor. El motor tiene un ciclo de admisión cada dos vueltas del cigüeñal. Es decir que, por cada ciclo completo, el motor debe aspirar (en teoría) el volumen de cilindrada de aire. De esta forma se puede calcular el aire necesario por hora con la siguiente ecuación:

$$V_{aire} \left(\frac{l}{h} \right) = V_{cil} \times \frac{n}{2} \times 60 \frac{min}{h}$$

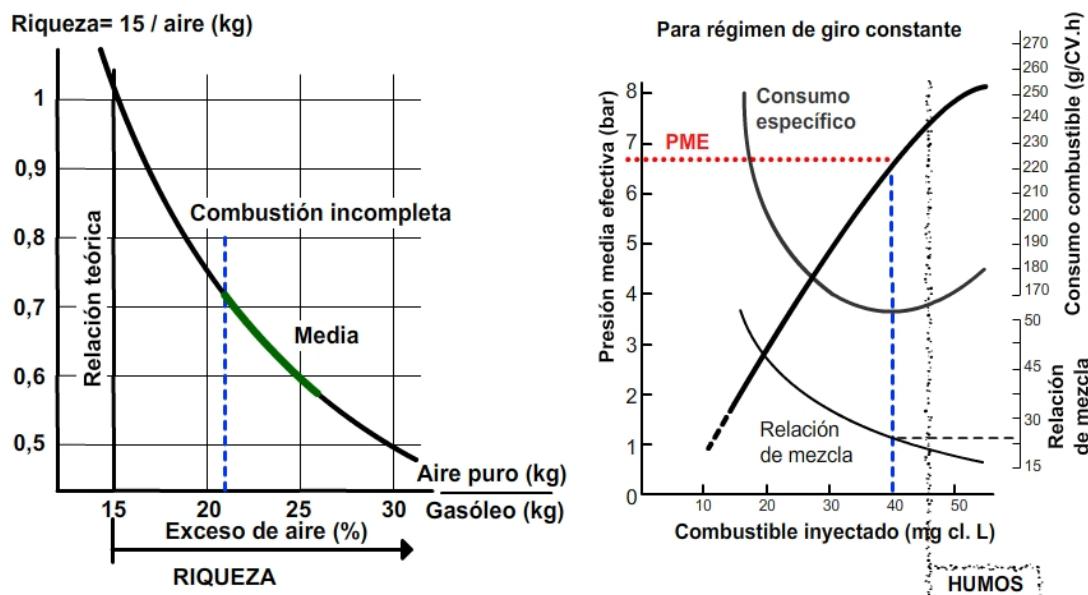
Donde V_{cil} es el volumen de cilindrada total del motor en litros, n el régimen del motor en rpm. Un motor de 4 litros de cilindrada, y un régimen de 2000 rpm, tendrá un consumo horario de 240000 litros de aire. Si bien es un cálculo aproximado, donde no se está considerando el rendimiento volumétrico ni la posibilidad de aumentar el volumen de aire que ingresa con el uso de un turbocompresor, da una idea del gran volumen de aire que se necesita filtrar por hora.

Los tractores cuentan con una toma de aire, que se ubica en la zona de menor exposición al polvo e impurezas además de estar dotada de filtros y limpiadores. La cantidad de partículas en el aire varía según la altura (menor presencia a mayor altura) y la posición del tractor en relación con el avance (menor presencia en la parte frontal). Las impurezas pueden ser partículas orgánicas (las cuales no son problemáticas ya que se quemarán en la combustión) o partículas de sílice que al entrar en contacto con el aceite formarán una pasta esmeril que dañará seriamente las superficies de fricción, como las paredes de cilindros, aros, cojinetes de bielas, bancadas del

cigüeñal, etc. La consecuencia final será una disminución en la compresión del motor, pérdidas de potencia, entre otras.

En condiciones ideales se requieren aproximadamente 15 kg aire por kg de combustible para que éste se queme por completo. Esta relación que contempla la cantidad justa de aire que contiene el oxígeno necesario para una combustión completa del combustible es la llamada relación estequiométrica aire-combustible. Las relaciones que tienen menos aire que esta relación ideal, lo cual implica más combustible en proporción, son llamadas relaciones ricas. Por el contrario, cuando hay más aire del ideal, se habla de relaciones pobres. Estas últimas son las utilizadas por los motores Diésel, cuyas relaciones son de al menos 22:1. Si ésta fuera menor habría combustiones incompletas, quedando cadenas de hidrocarburos sin oxidar, lo que genera humos de escape de color oscuro. De esta forma existiría un gasto excesivo de combustible y una contaminación inaceptable que no superaría normas mínimas. Por otro lado, existe un límite superior de combustible inyectado, del orden de los 40 mg por litro de cilindrada por ciclo. Si se inyecta más, nuevamente habrá combustiones incompletas (Figura 19).

Figura 19: Riqueza de la relación aire-combustible en función de la relación aire-combustible mostrando las relaciones más encontradas en verde (Izquierda). Presión media efectiva (PME), consumo de combustible, y relación de mezcla en función de la variación del combustible inyectado (Derecha) (Adaptado de Márquez Delgado, 2012)

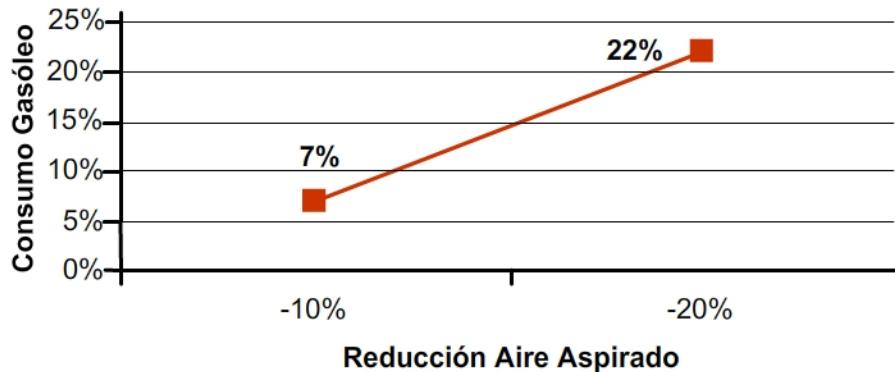


En los motores Diésel se trabaja con grandes volúmenes de aire y muy pequeñas dosis de combustible.

Teniendo en cuenta las densidades del aire y del gasoil, las relaciones de volúmenes son de aproximadamente 9938:1. En condiciones reales esta relación aumenta a 12000:1. Es decir que cuando el tractor consumió un litro de combustible, debieron ingresar al motor, pasando por los filtros, al menos 12000 litros de aire.

Cada vez que este aire aspirado disminuya, por diferentes razones, pero principalmente por filtros tapados, esto implicará un aumento del consumo de combustible (Figura 20).

Figura 20: Aumento del consumo de combustible por reducción del aire aspirado en un motor Diésel



Tipos de filtros de aire

Se describirán a continuación los tipos de filtros que se pueden encontrar en un motor Diésel.

Pre-limiador o prefiltro

Este elemento obliga al aire que entra a girar mediante aletas deflectoras. De esta forma, las partículas que son más gruesas y pesadas son separadas por centrifugación y depositadas en un recipiente de fácil desarme para poder realizar su limpieza frecuentemente. Su función principal es evitar que el filtro principal se tape tempranamente.

Filtro de aire en baño de aceite

Estos tipos de filtros eran comunes en tractores antiguos que aún hoy en día pueden encontrarse en uso debido al envejecimiento del parque de tractores en el país.

Este filtro consta de un pre-filtro por donde entra el aire del exterior, un conducto, que lleva el aire hasta la taza con aceite, una esponja de malla metálica y un conducto por donde sale el aire filtrado (Figura 21).

El aire una vez pasado el pre-filtro, desciende por un tubo hasta llegar a la taza, donde cambia bruscamente de dirección, disminuye mucho su velocidad, consiguiendo que las partículas de polvo que pasan el pre-filtro choquen con la superficie del aceite y queden adheridas a él.

El aire, con las partículas más pequeñas de polvo y con las gotas de aceite que salpican de la taza, pasa por la malla metálica, donde las partículas de polvo se quedan adheridas al aceite contenido en la malla, quedando el aire completamente limpio, dirigiéndose por el conducto de salida hacia los cilindros.

El aceite de la malla escurre a la taza, arrastrando el polvo que, por gravedad, se sedimenta en el fondo, y de esta manera se logra que permanezca siempre limpio el aceite de la parte superior de la taza.

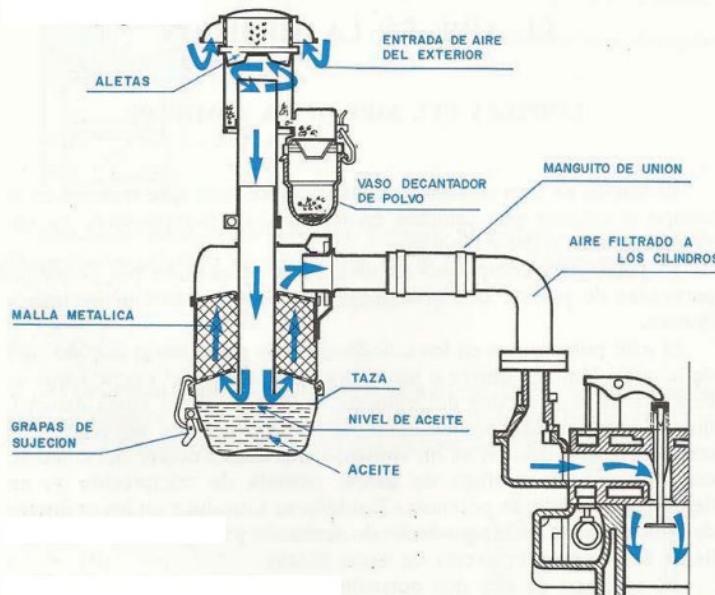
Mantenimiento

Los cuidados fundamentales a tener en cuenta con este filtro de aire son:

1. Limpiar el vaso decantador de polvo del pre-filtro, cuando se vea que hay polvo acumulado.
2. El aceite debe estar siempre a su debido nivel que va marcado en el interior de la taza y que suele estar muy próximo a la salida del tubo de descenso de aire.
3. El aceite del filtro debe estar siempre limpio, para que pueda recoger el polvo que trae el aire en suspensión. Debe cambiarse cada diez horas de trabajo, cuando el terreno es muy seco con gran desprendimiento de polvo, o siempre que al revisar la taza se aprecie que el aceite está excesivamente viscoso.
4. Cuando en el trabajo que realiza el tractor no se produzca polvo no es necesario cambiar el aceite con tanta frecuencia.
5. Las uniones entre el filtro y el colector de admisión deben cerrar herméticamente, sino el aire pasaría directo a los cilindros, y no por el filtro, llegando sin filtrar, con impurezas.
6. Al menos dos veces al año debe desmontarse el conjunto del filtro para realizar la limpieza de la malla metálica y del conducto de descenso del aire.

La conservación del filtro tiene importancia para la vida útil del motor. Si al filtro le falta aceite o se encuentra sucio, el motor se desgasta y envejece rápidamente.

Figura 21: Sistema de filtrado en húmedo. Se muestran las partes incluyendo el prefiltro con el vaso decantador (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



Filtro de aire en seco

La mayoría de los tractores actualmente vienen dotados con este tipo de filtro. Tiene la ventaja de que al no contener líquido no debe estar en posición vertical como el filtro de aire en húmedo. Se compone de una entrada de aire con pre-filtro y un cuerpo, dentro del cual va el elemento filtrante. Este cuerpo suele llevar en el fondo una pieza denominada taza que está sujetada por una brida, o un dispositivo de goma, que puede accionarse fácilmente para la expulsión del polvo acumulado. El elemento filtrante está constituido por un cartucho de papel micro poroso, plegado en forma de acordeón y arrollado sobre un tubo central perforado, cubierto exteriormente por un tubo también perforado. En los dos extremos lleva una junta de cierre que impide el paso directo del aire sin filtrar (Figura 22).

El aire, antes de ser aspirado por los cilindros del motor, pasa por el pre-filtro, donde deja las partículas más gruesas y después es obligado a pasar por los microporos del elemento filtrante, donde queda el resto de la suciedad pasando perfectamente filtrado al motor.

En el interior del filtro principal suele colocarse un filtro de seguridad, por si el de papel se rompe, que generalmente es un cartucho de fieltro.

Estos filtros de aire en seco suelen ir dotados de un indicador de suciedad, que avisa en el momento en que el elemento filtrante se ha obstruido y es necesario limpiarlo. Este indicador mide la depresión que se genera en el sistema cuando se está aspirando el aire. Si la depresión es mucha es porque el filtro está tapado. Suele tener una plaquita dividida en tres zonas, blanca, verde, roja, que se puede ver a través de una mirilla. Cuando asoma el color rojo por la mirilla indicaría que hay que limpiar el elemento filtrante.

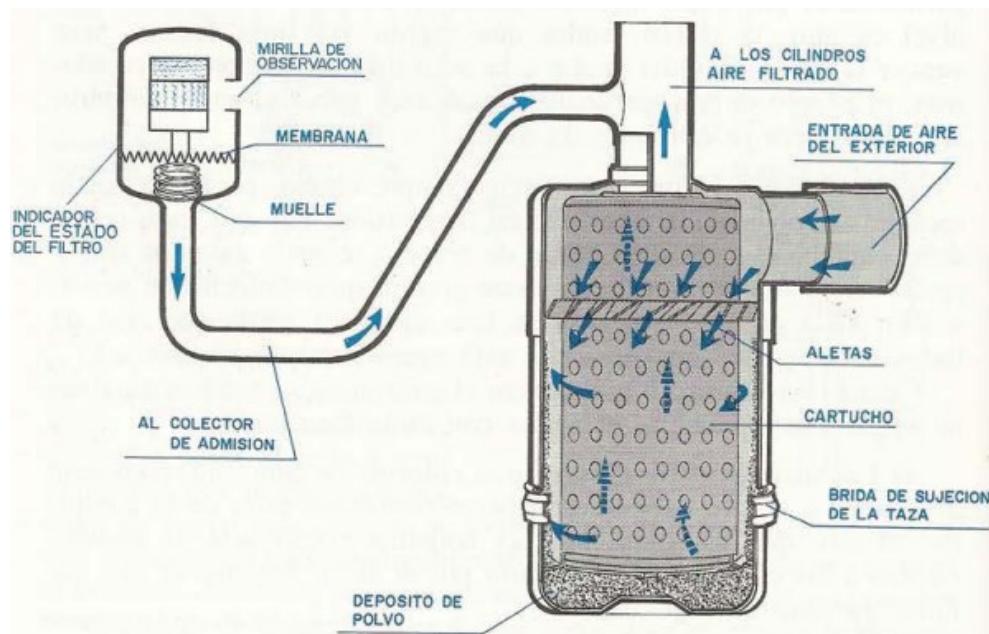
Mantenimiento

Los cuidados para tener en cuenta con el filtro de aire en seco son:

1. El pre-filtro suele llevar una marca, que cuando es alcanzada por el polvo depositado se debe desmontar y vaciar.
2. El indicador del estado del filtro avisa cuándo el elemento filtrante está cargado de polvo. Se debe desmontar el filtro y sacudirlo contra una superficie blanda.
3. La limpieza a fondo del elemento filtrante puede hacerse con aire a baja presión, dirigiendo el aire desde el interior hacia el exterior del filtro, en sentido contrario a como se depositó la suciedad.
4. Una vez limpio el elemento filtrante, y antes de montarlo, es necesario inspeccionarlo detenidamente para ver si hay roturas, grietas o perforaciones. Esto puede hacerse colocando una lámpara en el interior, y en un lugar oscuro ver si se escapa luz. Si se encuentran roturas hay que reemplazarlo.
5. Cuando el filtro lleva válvula de vaciado de polvo, todos los días, antes de poner en marcha el motor, se debe accionar tal válvula para expulsar el polvo acumulado en el cuerpo del filtro.

El elemento filtrante del aire se debe cambiar, como mínimo, una vez al año, y cuando se active el indicador del estado del filtro frecuentemente, pues esto indica que los microporos del papel filtrante se encuentran obstruidos.

Figura 22: Esquema de sistema de filtrado con filtro en seco (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000) (Arriba). Limpieza del filtro de aire con aire a presión desde el interior hacia el exterior (Abajo Izquierda). Cartucho de filtro de aire en seco con aletas deflectoras (Abajo Derecha)



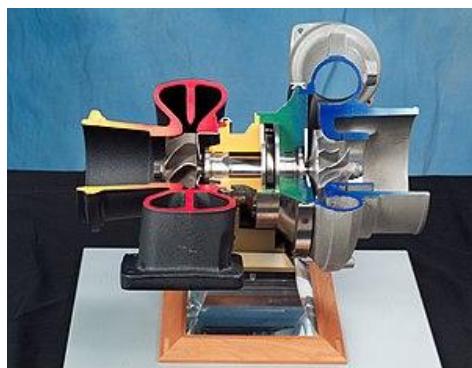
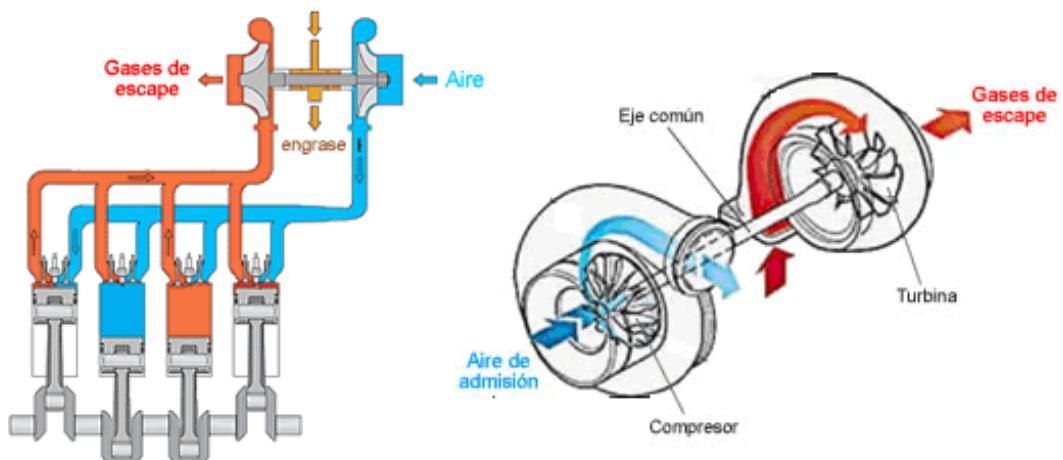
Turbocompresor

Se adjudica a Alfred J. Büchi la invención del turbocompresor en el año 1905, por lo que el turbo es claramente una tecnología muy antigua. Fue pensado originalmente para aviones ya que al estar en altura la presión de aire disponible para el motor es menor, lo cual tiene una consecuencia negativa para el rendimiento volumétrico.

En tractores el turbo comenzó a implementarse en la década de 1970 como respuesta a la crisis del petróleo. Hoy en día su uso es masivo.

El turbocompresor busca utilizar parte de la energía que se pierde en los gases del escape, los cuales tienen mucha velocidad y calor. La idea es captar la energía cinética de los gases de escape, haciéndolos pasar por una turbina (Figura 23). Estos gases hacen girar a mucha velocidad la turbina, que está unida por un eje a otra que hace de bomba o compresor. Este compresor se ubica entre el filtro de aire y el múltiple de admisión, haciendo que el aire llegue a la válvula de admisión a una presión mayor a la atmosférica (aproximadamente 2 atmósferas, incrementa la presión en 1 atmósfera).

Figura 23: Turbocompresor, ubicación en el circuito de admisión de aire (Arriba Izquierda), (Arriba Derecha) Corte longitudinal mostrando en rojo estator de fundición y rotor de la turbina, en azul estator de aluminio y rotor del compresor (Abajo)



El eje del turbo gira aproximadamente a 100000 rpm con el motor a régimen nominal y por esto la correcta lubricación es esencial. Los momentos más delicados son el arranque y el apagado del tractor. No debe acelerarse excesivamente el motor ni bien se arranca, para dar tiempo a que comience a lubricarse el eje del turbo. Tampoco debe acelerarse inmediatamente antes de apagarlo, ya que entonces quedaría girando sin lubricación por unos instantes suficientes para dañarlo, ya que el aceite se carboniza y el mecanismo se daña. La recomendación es dejar unos minutos el motor regulando antes de apagar.

Es recomendable el video de YouTube “¿Cómo funciona un turbocompresor? (Animación)”, disponible en https://www.youtube.com/watch?v=FJahhMXRLJA&ab_channel=ThomasSchwenkeES.

Turbocompresor de geometría variable

Este tipo de turbocompresores son los que utilizan principalmente los motores Diésel con inyección de *common rail*. El turbo de geometría fija tiene una eficiencia alta a un régimen dado, y esta eficiencia se reduce sustancialmente cuando las vueltas caen o superan dicho régimen. Los turbocompresores de geometría variable están diseñados para ofrecer una buena eficiencia en un amplio rango de regímenes del motor y velocidades de los gases de escape. Para hacerlo, los álabes de la turbina que recibe la energía cinética de los gases de escape pueden modificar su inclinación, ya que están vinculados a un plato que al girar modifica la misma (Figura 24). Esta variación se hace automáticamente dependiendo del régimen del motor. Si el régimen del motor y la velocidad de los gases de escape son muy bajos deberá disminuir la sección de entrada de los gases para aumentar la velocidad. Lo contrario si la velocidad es muy alta (Figura 25). Esto lo realiza automáticamente la Unidad de Control del Motor (ECU).

Para comprender mejor el funcionamiento del turbo de geometría variable se recomienda revisar el video de YouTube "#TURBO simple VS. Geometría variable ¿Cómo funciona?" https://www.youtube.com/watch?v=IEFiRNWURSQ&ab_channel=AUTOTECNICATV

Figura 24: Turbo de Geometría Variable.

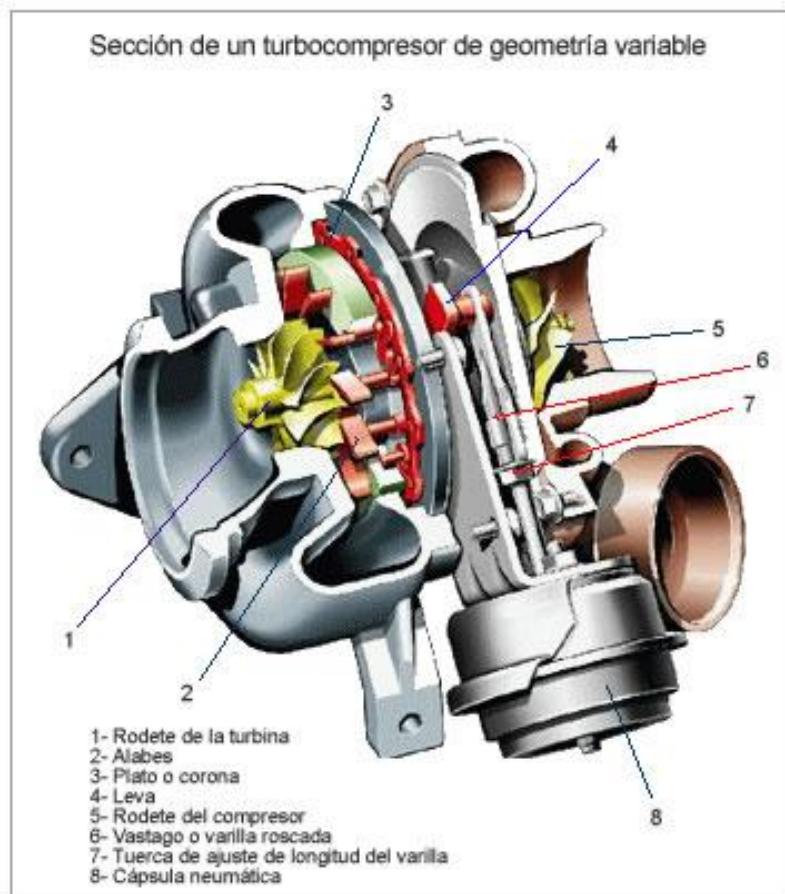
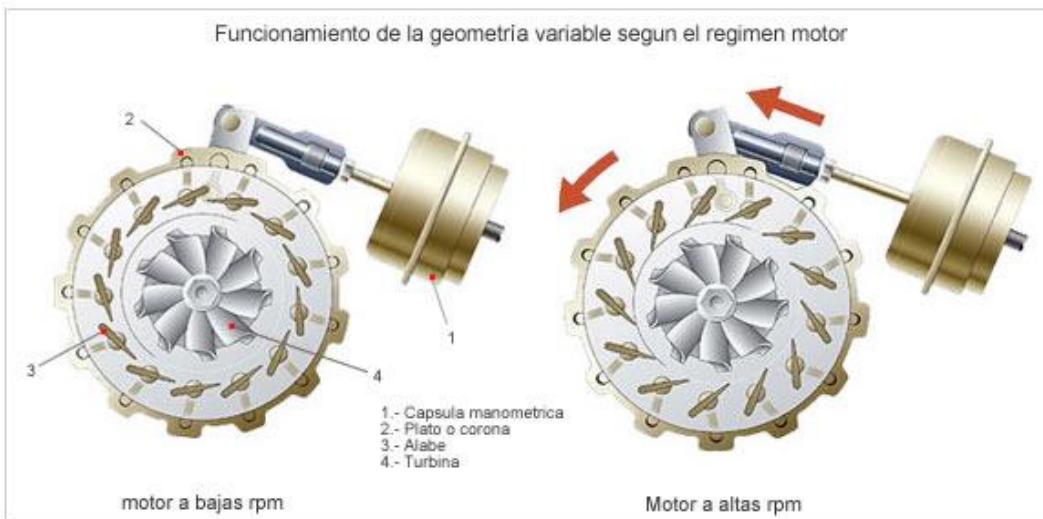


Figura 25: Funcionamiento del turbo de geometría variable a bajas rpm (Izquierda) y altas rpm (Derecha)



Inter enfriador, postenfriado (“*intercooler*”)

Al comprimir el aire con el uso del turbo, el mismo se calienta. Al aumentar la temperatura del aire la densidad baja, y por lo tanto el efecto de incrementar la masa de aire que entra al motor se reduce. Para solucionar este problema se intercala entre el turbocompresor y el múltiple de admisión un intercambiador de calor, que enfría el aire. Es conocido comercialmente como *intercooler* (Figura 26).

Este intercambiador puede ser aire-aire o aire-agua. Es decir que el aire que sale caliente del turbocompresor pasa por un radiador que recibe aire de frente (aire-aire) o por uno por el cual circula agua (aire-agua). Al bajar su temperatura el aire aumenta su densidad aumentando la masa que va a la admisión. El aire que sale del turbocompresor con una temperatura de 140°C puede bajar su temperatura a 70°C al salir del postenfriado, duplicando su densidad (Figura 27). De esta manera el beneficio del turbocompresor es mayor.

Esto redundará en presiones medias efectivas mayores, y por lo tanto mayores potencias, con un ahorro de combustible. Estas mayores presiones a la que se someten los motores aumentan también la exigencia en cuanto a materiales y construcción del motor, así como en la calidad de los lubricantes utilizados.

Se recomienda visualizar el video de YouTube “Diesel Engine Air & Exhaust Flow”
<https://www.youtube.com/watch?v=lWQQZCZf5H8>

Figura 26: Intercooler o postenfriado aire-aire (Izquierda) y aire-agua (Derecha)

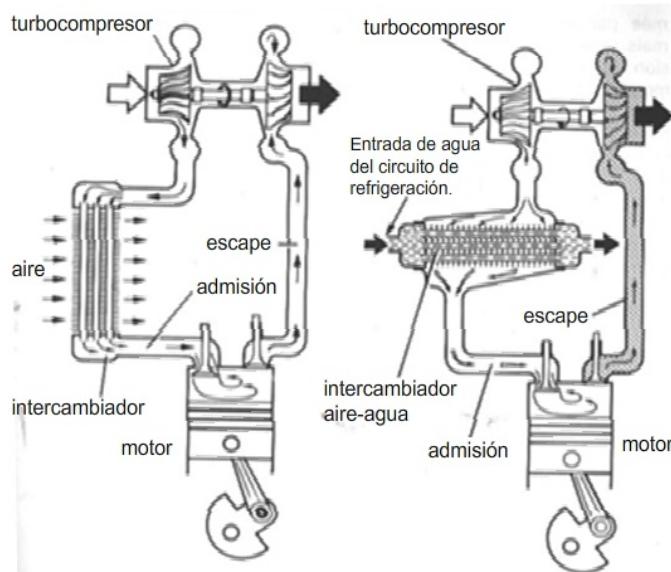
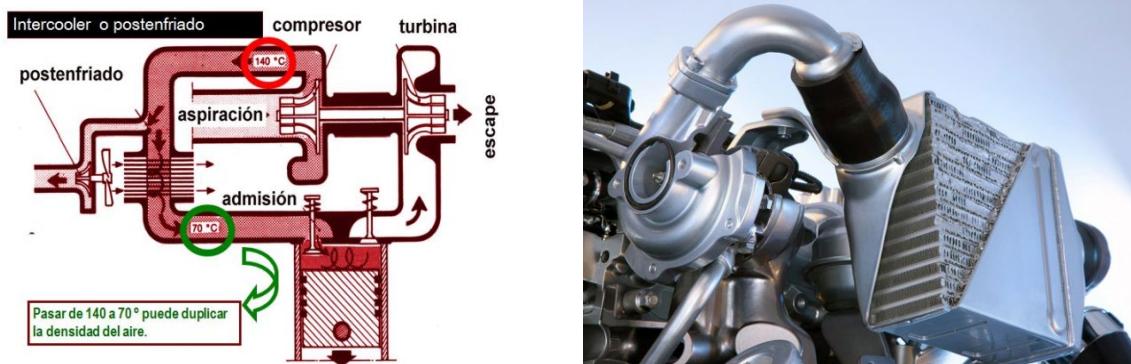


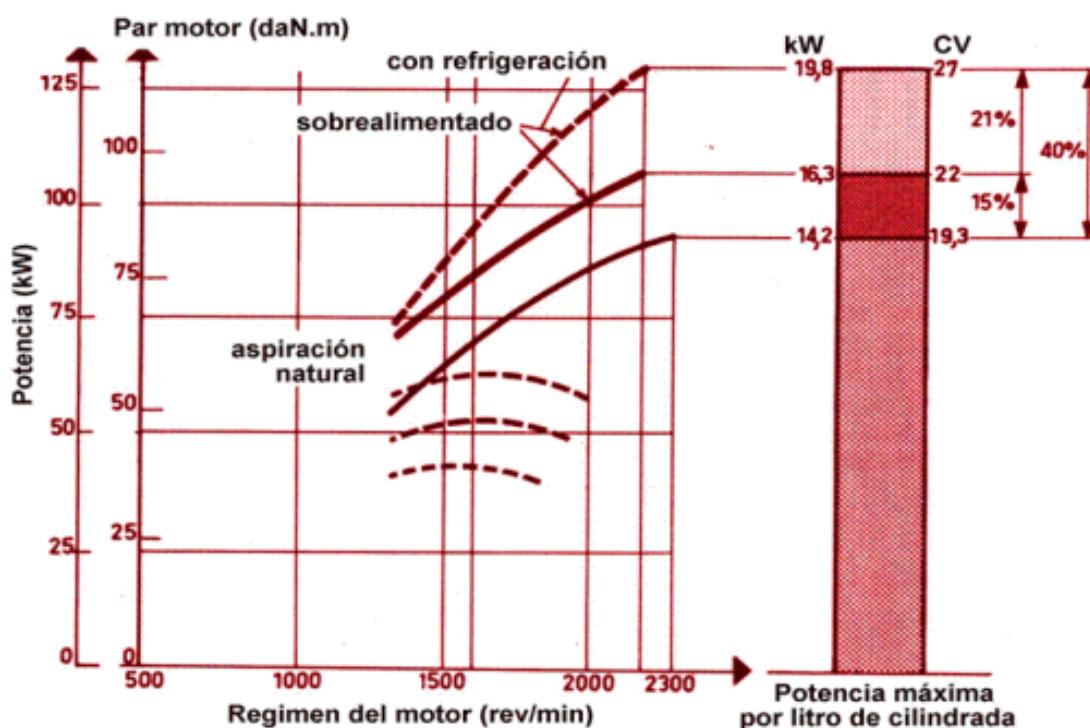
Figura 27: Esquema de intercooler o postenfriado aire-aire (Izquierda) y ubicación a posteriori del turbo (Derecha)



Potencia del tractor con relación al sistema de admisión de aire

El turbocompresor es una manera de aumentar la potencia del tractor, a través de una mejora del factor térmico. Mejorar la potencia a través del factor dinámico (régimen del motor) no es posible en un motor cuya potencia está basada en el torque. Son motores pesados que no son fáciles de equilibrar, y por ello no tienen regímenes elevados de funcionamiento. El factor volumétrico, es decir la cilindrada del motor está limitada también y ronda el litro por cilindro. La incorporación de turbo permite que la potencia de un motor aspirado o de aspiración natural aumente un 15 % aproximadamente. Si además se incorpora un postenfriado o intercooler, se puede llegar a ganar un 40 % de potencia respecto al motor aspirado (Figura 28). Esto da una gran versatilidad al fabricante, pudiendo ofrecer motores de distinta potencia partiendo de un mismo block de base.

Figura 28: Potencia del motor en función del régimen para un motor con aspiración natural, con el agregado de un turbocompresor (sobrealimentado) y con el agregado de turbocompresor y postenfriado (sobrealimentado con refrigeración) (Adaptado de Márquez Delgado, 2012)



Rendimiento Volumétrico

Este parámetro es el que se utiliza para caracterizar el llenado con aire del motor. Se calcula como la relación entre la masa de aire real que efectivamente entra a los cilindros (Mar), y la masa de aire teórica (Mat) que debería entrar para llenar el volumen de cilindrada. Depende de la densidad del aire que entra al cilindro, de la presencia de gases residuales, del diseño de los conductos, del tiempo de apertura y cierre de válvulas y del cruce de válvulas.

$$\eta_v = \frac{Mar}{Mat}$$

La masa de aire teórica se calcula en base a la cilindrada del motor y la densidad del aire. Multiplicando por el régimen activo (la mitad del régimen del motor, ya que las válvulas abren una vez por ciclo, y hay un ciclo cada dos vueltas del motor) se puede conocer la masa que debería teóricamente entrar en la unidad de tiempo.

$$Mat \left(\frac{kg}{h} \right) = V_{cil} \times \partial_{aire} \times n_{activo}$$

A su vez la densidad del aire se puede calcular a partir de la ecuación de los gases ideales:

$$\partial = \frac{m}{V}$$

$$P \times V = nRT$$

Se tiene que el número de moles n es igual a m/M (masa dividido Masa molar del aire)

$$P \times V = \frac{m}{M} RT$$

Despejando

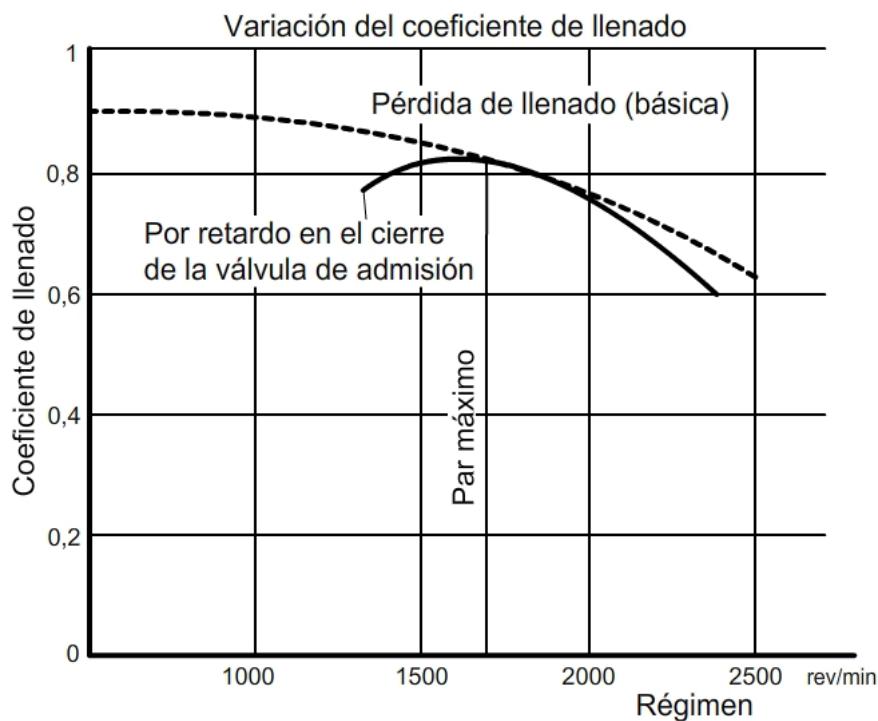
$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{P \times M}{R \times T}$$

Siendo la masa molecular del aire y R constantes, se puede calcular la densidad a partir de la temperatura absoluta y la presión.

El rendimiento volumétrico está relacionado a las pérdidas de carga de un fluido en un conducto. Éstas dependen del diseño y de la velocidad del fluido, siendo proporcionales al cuadrado de la velocidad. Esto permite explicar por qué el rendimiento volumétrico cae a regímenes altos. Por el contrario, a muy bajas vueltas del motor, el aire no tiene suficiente inercia, y el cruce de válvulas del motor se convierte en un factor negativo para el llenado con aire del cilindro.

De esta forma el rendimiento volumétrico máximo coincide con el régimen de par motor máximo (Figura 29).

Figura 29: Variación del coeficiente de llenado en función del régimen del motor, y relación con la curva de par motor



Sistema de alimentación de combustible en motores Diésel

En los motores Diésel, el sistema de alimentación de combustible es considerado el más importante. Esto se debe a que tiene que inyectar una cantidad precisa de combustible a muy alta presión en el momento justo para que se logre la combustión de manera completa.

Se puede dividir a los sistemas de inyección de combustible en convencionales o de regulación mecánica, que a su vez pueden ser de inyección directa o indirecta, y en los de inyección de regulación electrónica, dentro de los cuales se destacan los conocidos como *common rail* (del inglés “conducto común”).

El proceso de combustión se realiza cuando el combustible entra en contacto con el oxígeno suficiente para transformar las cadenas de hidrocarburos en dióxido de carbono y agua, generando una reacción exotérmica. Esta reacción libera calor que se transformará en trabajo mecánico. Esta combustión comienza unos grados antes de que el pistón llegue al punto muerto superior y se prolongará unos grados después de pasado el mismo. Este calor producirá un aumento de presión dentro del cilindro, que actuará sobre la cabeza del pistón, generando una fuerza que trasladará a éste a lo largo de toda su carrera, generando trabajo. El pistón cuenta con un mecanismo biela-manivela que lo une al cigüeñal y que le permitirá generar el momento para el giro (que se denomina torque o par motor). El producto de este torque por el régimen del motor da la potencia.

Para iniciar la combustión los motores Diésel no cuentan con un aporte de energía como el proporcionado por la bujía (chispa) en los motores nafteros, sino que aspiran una gran masa de aire, que debe ser comprimida para incrementar su temperatura a tal punto que al entrar en contacto con el combustible (el cual es de un poder calorífico elevado) permita su combustión espontánea.

Hay dos grandes desafíos en el proceso de combustión:

-Aumentar el grado de mezclado del combustible con el aire, para lo cual se requiere que el aire tenga turbulencia, logrando así que el combustible se encuentre rápidamente con el oxígeno.

-Disminuir el tiempo de retardo. Es decir, el tiempo entre que comienza la inyección y se comienza a producir la combustión.

Hay 4 factores que están involucrados en lograr estos objetivos:

Turbulencia y temperatura del aire que ingresa.

La pulverización del combustible (gotas muy pequeñas y uniformes).

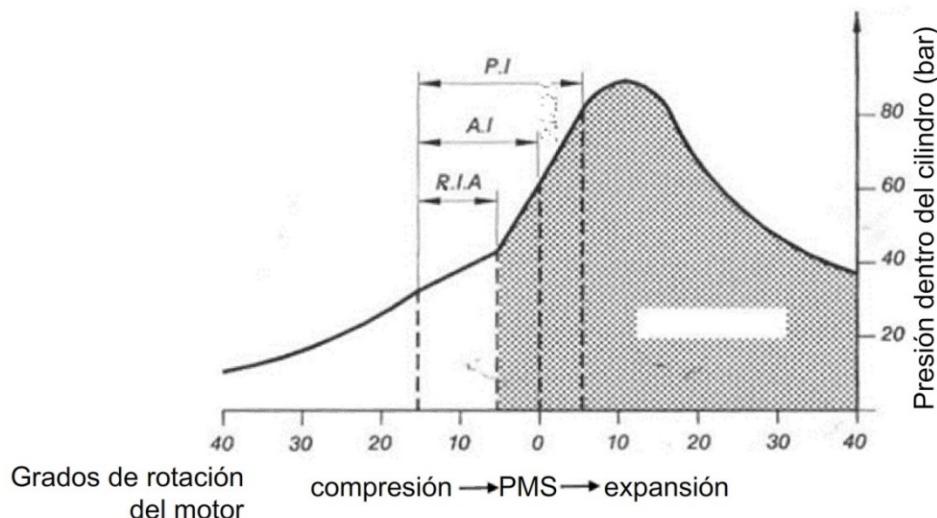
Índice de cetano del combustible. Un mayor índice de cetano indica un menor tiempo de retardo.

Relación de compresión. Cuanto mayor sea esta relación, mayor será la temperatura del aire y menor el tiempo de retardo.

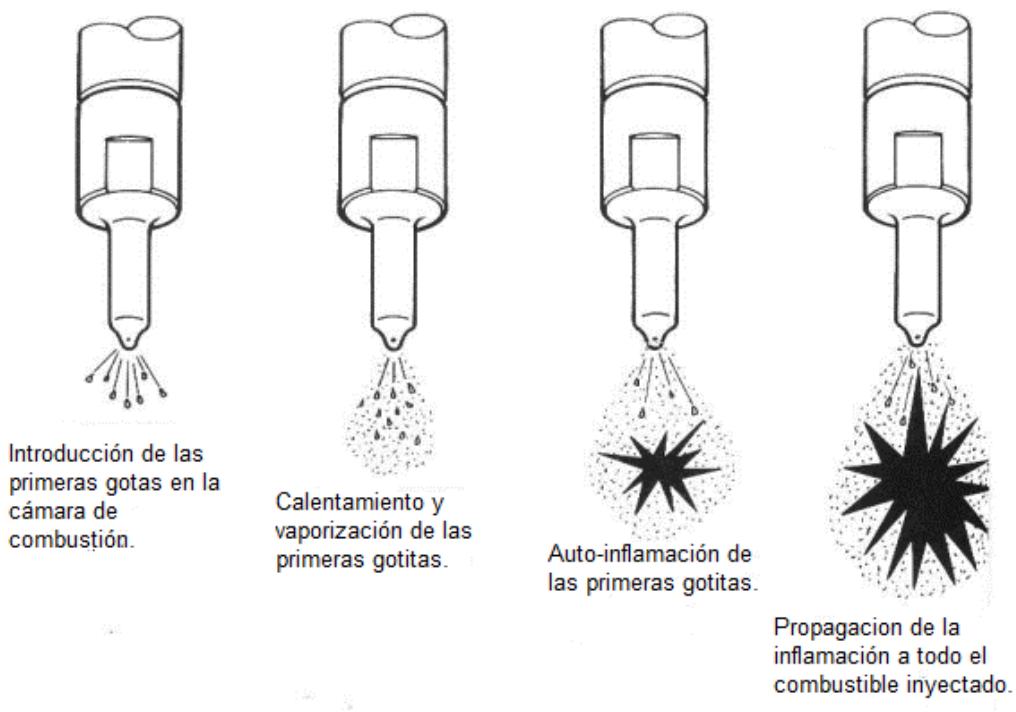
Es importante destacar que el proceso de inyección es sumamente complejo y no se conoce con total detalle cómo se comporta el combustible que es inyectado a muy alta presión en un espacio con aire comprimido. Se sabe que la vena de líquido se comporta como un chorro turbulento gaseoso.

En la Figura 30 se muestra la presión dentro del cilindro en función de los grados de rotación del motor. Como puede verse el periodo de inyección (PI) comienza unos 15 grados antes de llegar al punto muerto superior (PMS) y se extiende unos 5 grados después del PMS. Es decir que hay un adelanto de la inyección (AI) de 15 grados aproximadamente. Sin embargo, la combustión no comienza inmediatamente, sino que hay un retraso de la inyección y del autoencendido (RIA). Una vez que comienza el encendido y la combustión, la presión comienza a incrementarse con mayor pendiente. En la Figura 30 se puede ver en la transición entre la zona que no está sombreada (correspondiente a la compresión) y la sombreada (correspondiente a la combustión). Es importante notar donde se produce el pico de presión. Lo ideal es que sea lo más cercano posible al PMS para poder utilizar toda la carrera del pistón como distancia útil en la generación de trabajo. En el caso de la Figura 30 está corrido unos 10 grados después.

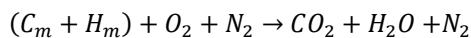
Figura 30: Presión dentro del cilindro en función de los grados de rotación del motor, mostrando el período de inyección (PI), el adelanto de la inyección (AI), y el retraso en la inyección y autoencendido (RIA). El área sombreada indica la combustión



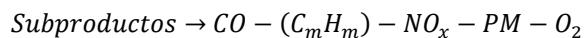
Este retraso en el encendido se debe a que el combustible tiene que pulverizarse, vaporizarse, calentarse, encontrar el oxígeno y una vez que comienza a encenderse propagarse esa combustión (Figura 31). La combustión no es instantánea como en el ciclo ideal.

Figura 31: La combustión y el retraso del autoencendido. Etapas de la combustión

La combustión, si se diera en condiciones ideales, combinaría a las cadenas de hidrocarburos del combustible con el oxígeno, dando como resultado dióxido de carbono y agua, mientras que el nitrógeno gaseoso no reaccionaría.



En realidad, aparecen subproductos, algunos de ellos contaminantes que ocasionan problemas, para la salud y el ambiente. Estos subproductos son el monóxido de carbono, cadenas de hidrocarburos que no llegaron a combustionar por completo, material particulado (MP) y, en los tractores modernos con sistemas de inyección de *common rail* que trabajan a temperaturas más altas, el oxígeno se combina con el nitrógeno dando como resultados óxidos de nitrógeno (que no eran un inconveniente en los tractores de inyección mecánica) y oxígeno que no llega a combinarse.

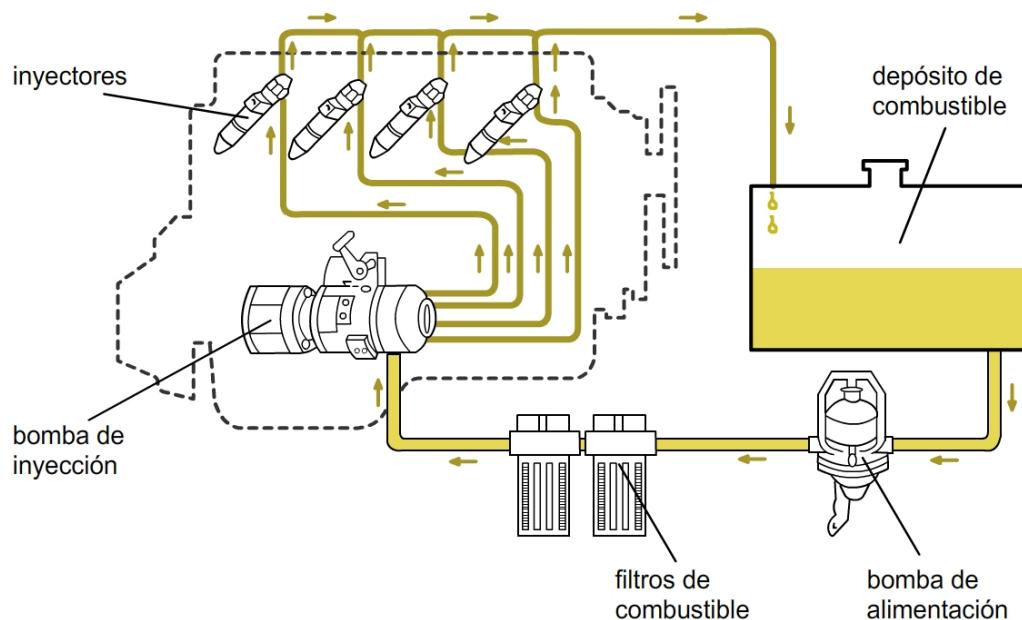


Circuito de alimentación de combustible. Regulación mecánica

En los motores de regulación mecánica las partes básicas del circuito de alimentación de combustible (Figura 32) son: en primer lugar, el depósito de combustible o tanque, luego una bomba de alimentación que fuerza al combustible a recorrer el circuito (a partir de la misma comienza una línea de presión media). A continuación, el combustible es forzado a pasar por los filtros de combustible, para luego llegar a la bomba de inyección (a partir de la misma

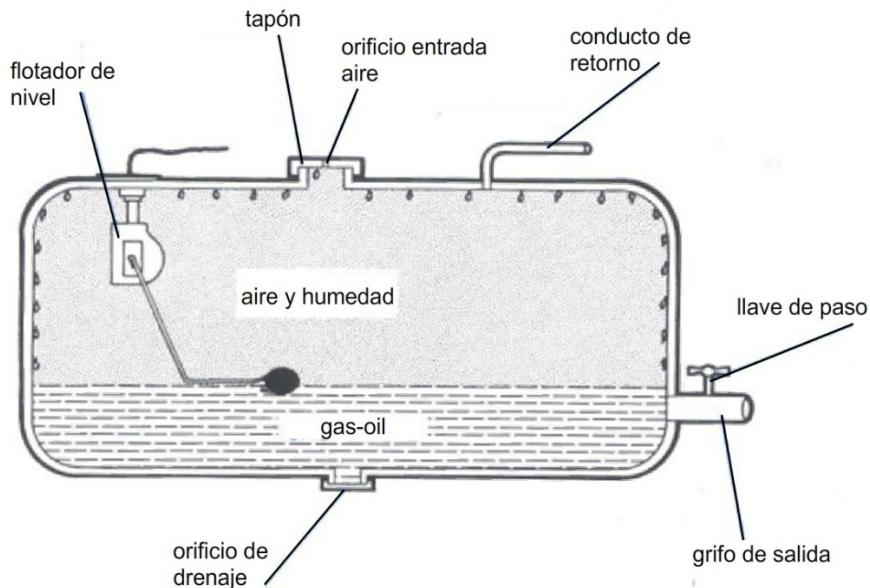
comienza la línea de alta presión). El combustible llega a los inyectores. Luego hay un retorno, que si bien en la Figura 32 parte desde los inyectores, en realidad hay retorno también desde la bomba de inyección.

Figura 32: Circuito de combustible en motor Diésel con regulación mecánica mostrando sus componentes. (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)

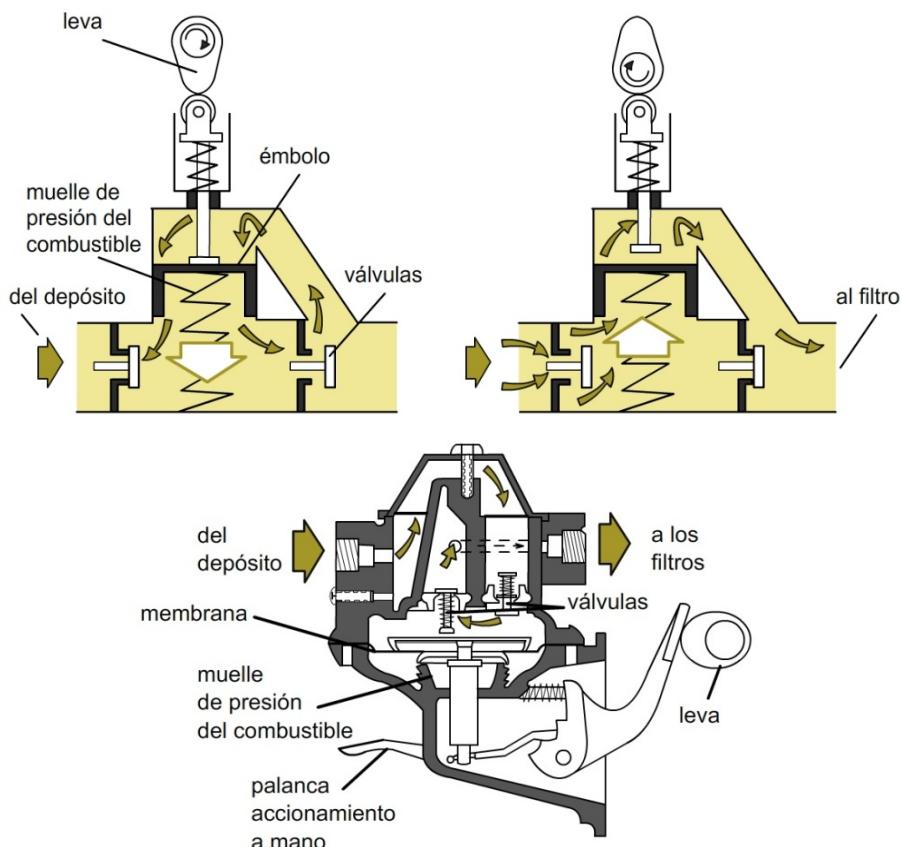


En la actualidad, los depósitos de combustible están hechos de plástico. Poseen 4 orificios: Uno por donde se introduce el combustible (que debe tener un tapón con un orificio que permita la entrada de aire, para que no se produzca vacío a medida que se consume el combustible), otro que comunica el tanque con la bomba de alimentación, uno por donde llega el retorno, y un orificio de drenaje que se utiliza para hacer limpieza del tanque (Figura 33).

Hay que tener en cuenta que conviene realizar el llenado del tanque de combustible por la noche, luego de terminar la jornada de trabajo. De esta forma se evita que haya mucho aire en el interior del tanque, previniendo que al bajar la temperatura durante la noche se condense la humedad contra las paredes, produciendo agua que se mezclaría con el combustible. Además, si se remueve la suciedad del fondo al agregar el gasoil al llenar por la noche habrá suficiente tiempo hasta la mañana siguiente para decantar esa suciedad y en consecuencia no perjudicar la vida útil de los filtros.

Figura 33: Depósito de combustible. (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)

La bomba de alimentación recibe el combustible del tanque, que mediante un pistón con émbolo (el cual es accionado por la leva de un eje) impulsará el combustible a presión por el circuito de salida (Figura 34). Tiene además una palanca de acción manual que permite realizar ciertas acciones como la purga (eliminación del aire) del circuito de combustible cuando se queda sin gasoil.

Figura 34: Bombas de alimentación (arriba: bomba de émbolo, abajo: bomba de membrana). (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)

Los filtros de combustible son una parte muy importante del circuito (Figura 35). Sobre todo, en el caso de los motores de inyección electrónica donde se trabaja con presiones de inyección muy elevadas y diámetros de orificios de inyectores muy pequeños. Por eso es muy importante eliminar todas las partículas y el agua. Normalmente se encuentran dos filtros en serie, el primario y secundario. El filtrado puede ser por cribado mecánico, y por adsorción a algún material. Es importante respetar los criterios de mantenimiento estipulados por el fabricante, reemplazando los filtros en los plazos establecidos.

Figura 35: Filtros de combustible de tractores Diésel



La bomba de inyección mecánica (Figura 36) es lo que se conoce como el “corazón” del motor Diésel. Es la parte medular del sistema. Define el comienzo y el final de la inyección, y el volumen inyectado, es decir que dosifica el combustible. La bomba también incluye el regulador (que se encarga de mantener el régimen dentro de un rango), el acelerador, y el pare del motor (a través del corte de suministro de combustible). Estas bombas son de alta presión (alrededor de 200 bares).

Las bombas de inyección mecánica pueden ser de pistones en línea, como la que se ve en la Figura 36, o rotativa. Se describen a continuación la bomba lineal.

Bomba inyectora lineal

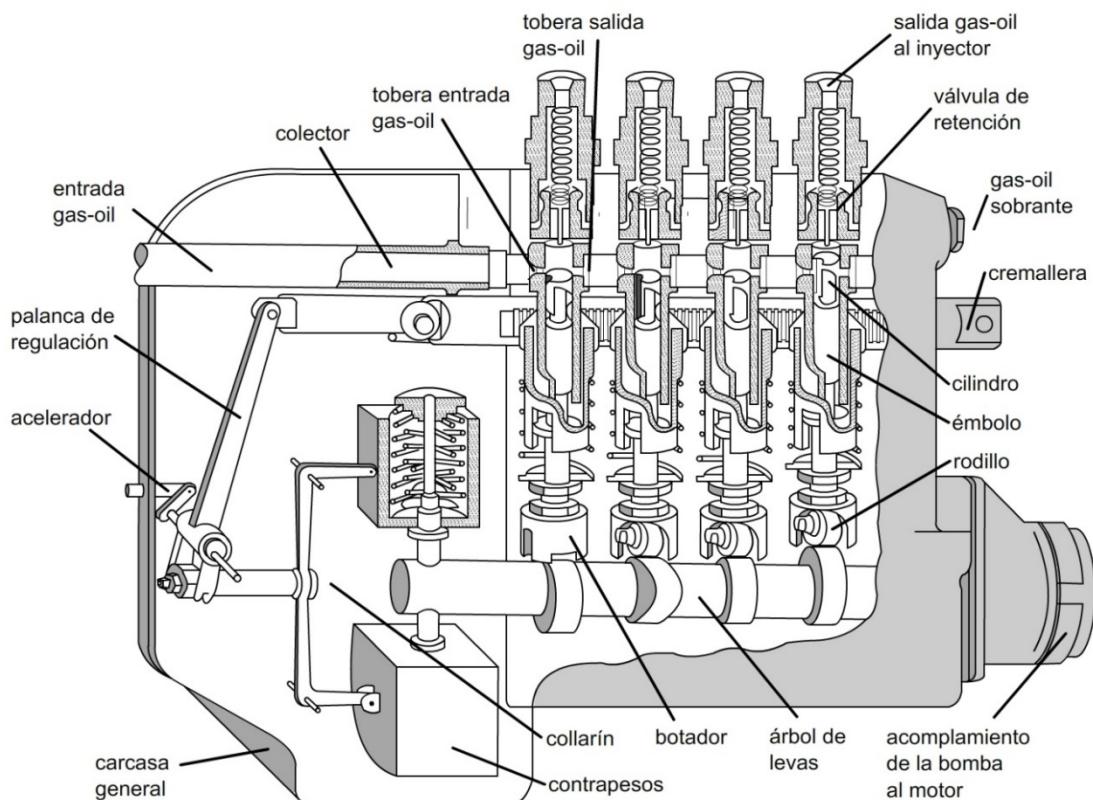
Este tipo de bombas es de constitución muy robusta y de una fiabilidad mecánica contrastada. Sus inconvenientes son: su tamaño, su peso y sus limitaciones a grandes números de revoluciones. La bomba en línea tiene tantos elementos de bombeo como cilindros tenga el motor. En su conjunto incluye además de los elementos de bombeo, un regulador de velocidad y un variador de avance automático de inyección acoplado al sistema de arrastre de la bomba.

La bomba posee un árbol de levas que gira sincronizadamente con el cigüeñal del motor. En uno de los extremos del árbol de levas se encuentra el regulador de la bomba. Este regulador se encarga

de mantener el número de vueltas relativamente constante. Éste es fundamental en los tractores, ya que el motor estará sometido a demandas muy variables de esfuerzo a medida que se trabaja el suelo, se levanta o clava un implemento, se llega a la cabecera del lote, etc. El acelerador se coloca en una posición fija. Ante un aumento de la demanda de esfuerzo el motor podría caer en vueltas al punto de pararse, o al desclavar el arado y desaparecer el esfuerzo aumentar de vueltas excesivamente. El regulador ante un cambio en el número de vueltas del motor por aumento o caída de la fuerza demandada reacciona con sus contrapesos, que al cerrarse o abrirse respectivamente, accionan la cremallera que mueve los pistones modificando así el volumen de inyección.

Cada uno de los cilindros o elementos de bombeo tiene en su interior un “pistón buceador”. El mismo tiene un recorrido fijo desde un punto muerto inferior hasta un punto muerto superior dado por el accionamiento de la leva. Por encima del pistón hay una válvula con bolilla y resorte que comunica con los inyectores.

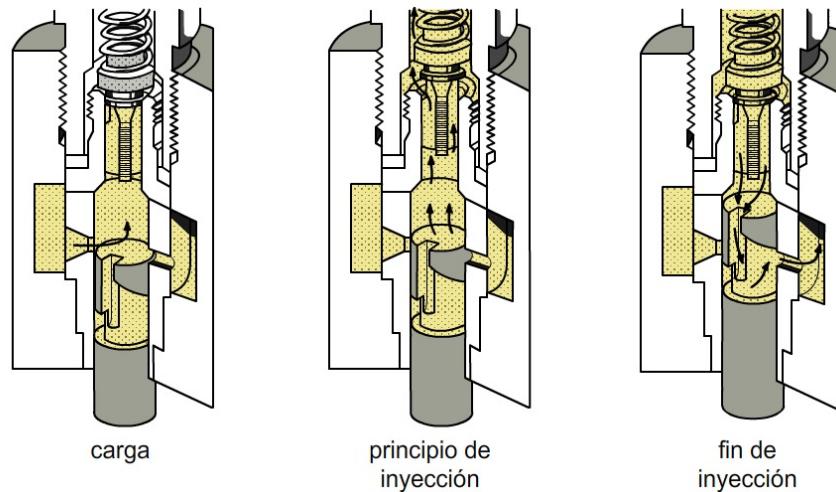
Figura 36: Bomba inyectora mecánica de pistones en línea con regulador mecánico de contrapesos. (Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



La cremallera que es accionada por el acelerador que maneja el tractorista o por el regulador de contrapesos, gira los pistones buceadores. Cuando el pistón baja hacia el punto muerto inferior se descubre el orificio de entrada del combustible que ingresa así al cilindro (Figura 37, Izquierda). Cuando la leva empuja el pistón hacia arriba queda tapado el orificio de entrada y de salida y por lo tanto se eleva la presión dentro del cilindro (Figura 37, Centro). El combustible a alta presión empuja la válvula de retención y se dirige hacia el inyector. El pistón buceador tiene

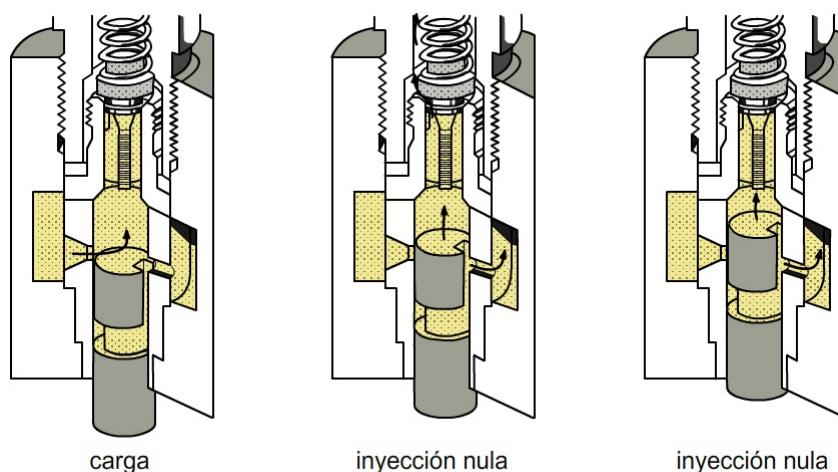
una ranura vertical y un helicoide cavado. Cuando la ranura inclinada que tiene el pistón se comunica con el orificio de salida que va hacia el retorno, el combustible remanente del cilindro sale y baja la presión, cerrándose la válvula de retención (Figura 37, Derecha).

Figura 37: Funcionamiento del pistón buceador de la bomba de inyección en línea. (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



Los pistones buceadores pueden ser rotados por la cremallera que es accionada tanto por la palanca del acelerador como por el regulador. Al girar, la acanaladura helicoidal pondrá al descubierto antes o después el orificio de salida respecto a la carrera vertical del pistón. Esto determinará diferentes volúmenes de inyección que se corresponderán con mayor o menor aceleración del motor, en un rango que va desde aceleración máxima (Figura 37) hasta el pare del motor (Figura 38). Es decir que lo que varía es la carrera útil del pistón durante la cual inyecta. En la posición de pare la acanaladura vertical está siempre comunicada con la salida y la inyección es nula. Los motores diésel se paran cortando la alimentación de combustible. Los nafteros se paran cortando la electricidad y anulando la producción de chispas para el encendido.

Figura 38: Detalle del pistón buceador en el punto de parada del motor (inyección nula). (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



En la Figura 39 y Figura 40 se puede observar el regulador de la bomba de inyección y su principio de funcionamiento. El tractorista acciona una palanca de acelerador que mueve la cremallera de la bomba. Pero esta cremallera está también conectada al regulador de la bomba. La palanca del acelerador fija un nivel dado de aceleración, pero el regulador va a ir modificando el nivel de inyección alrededor de esta base. El tractor se va encontrando con demandas de carga variables. Si en un momento la demanda de carga aumenta, el motor va a reducir su régimen, y al hacerlo los contrapesos del regulador van a moverse hacia el centro de su eje de rotación. Al hacerlo moverán la cremallera aumentando la inyección. Si por el contrario la demanda de carga disminuye el régimen aumenta, los contrapesos se alejarán del eje de rotación, lo cual hará mover la cremallera en dirección contraria, disminuyendo el volumen de inyección. Se recomienda la visualización de tres videos de YouTube: “BOMBA DE INYECCIÓN LINEAL DIESEL” (<https://www.youtube.com/watch?v=qAKBm8ctgXk>), “in-line fuel injection pump (3d animation)” (<https://www.youtube.com/watch?v=lutYjuiYcs8>) “Inyección diesel” (https://www.youtube.com/watch?v=72X1v34vNHo&ab_channel=CristianSantander) que pueden facilitar la comprensión del funcionamiento.

Figura 39: Principio de acción del regulador de contrapesos en una bomba de inyección Diésel lineal

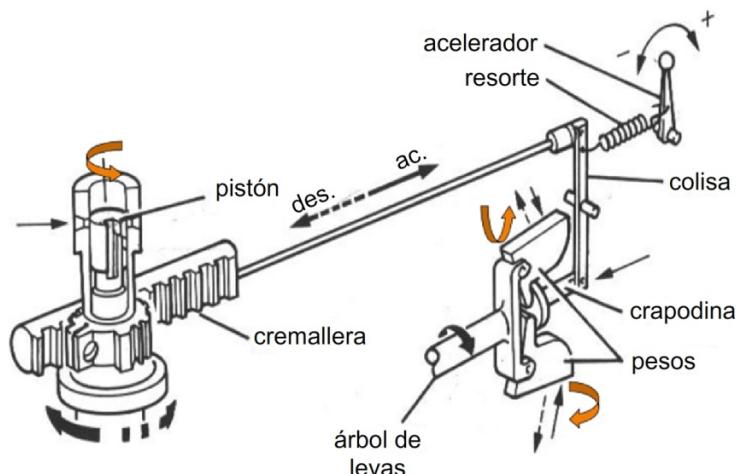
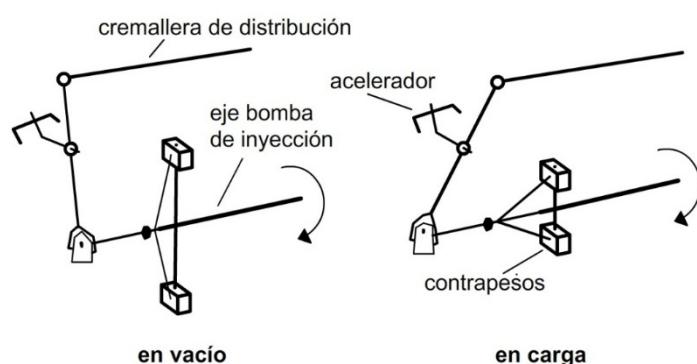
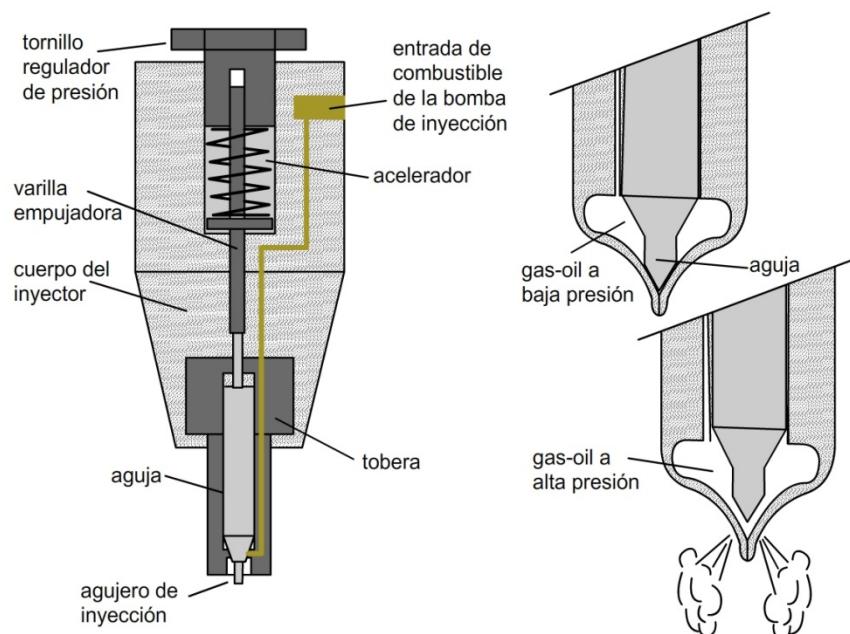


Figura 40: Esquema del sistema de regulación por contrapesos, abierto y no accionando en vacío (Izquierda), y cerrado y accionando la cremallera en carga (Derecha)



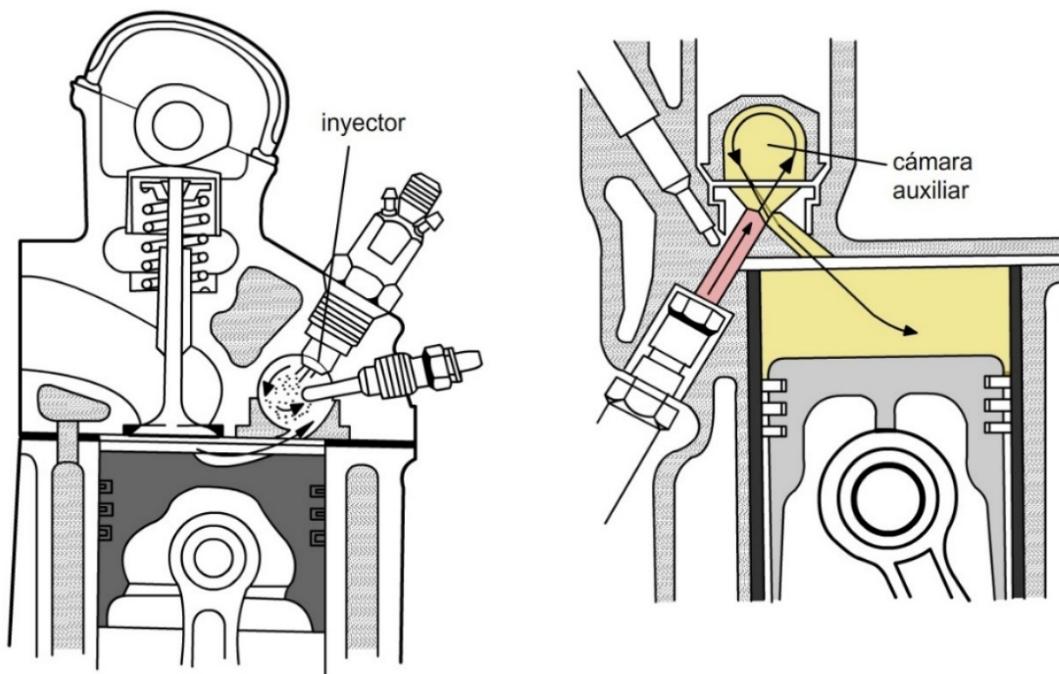
En este tipo de motores Diésel (inyección mecánica) el inyector tiene una aguja que mantiene cerrado el orificio que es empujada por un resorte con una tensión que se puede regular por un tornillo (Figura 41). Cuando llega el combustible a presión desde la bomba de inyección la aguja se levanta y el gasoil es injectado. Cuando cesa la presión vuelve a cerrarse. Si se grafica la presión de inyección en el tiempo en este tipo de inyectores, se observa una gráfica triangular, con la presión aumentando de a poco al comienzo de la inyección, luego de forma más pronunciada, y finalmente cayendo abruptamente.

Figura 41: Detalle del inyector en el sistema de inyección mecánica, mostrando la posición cerrada y abierta



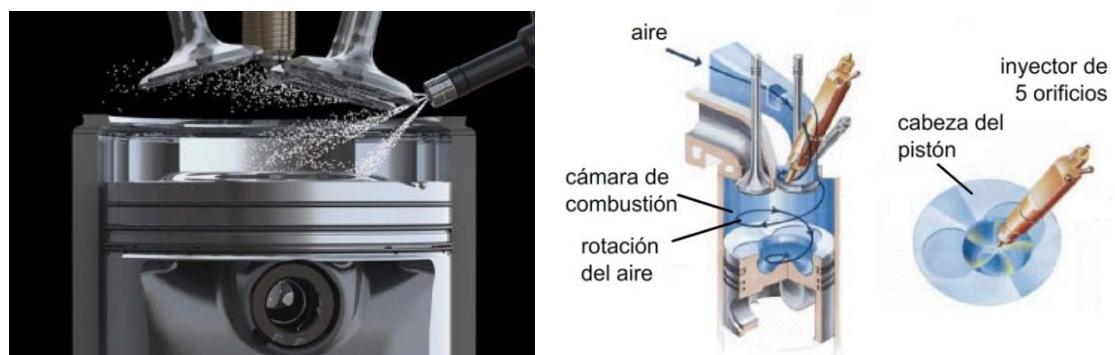
Los sistemas de inyección mecánica se clasifican en inyección directa o indirecta.

En el sistema de inyección indirecta (Figura 42) el combustible es injectado en una precámara, donde se genera una gran turbulencia que favorece el contacto del aire con el combustible y por lo tanto el inicio de la combustión. Esto permite una combustión más progresiva. La gran presión generada arrastra el resto de combustible y aire en combustión hacia la cámara principal. Estos motores suelen ser más silenciosos gracias a su combustión más progresiva, por otro lado, el inyector puede ser más rudimentario. Sin embargo, su relación de compresión es menor, y por lo tanto tienen mayor consumo específico. Dependen menos de la calidad del combustible. Los motores que funcionan con combustibles basados en aceites vegetales suelen tener este sistema.

Figura 42: Sistema de inyección indirecta en precámara

Lo que más se encuentra en la actualidad es el sistema de inyección directa (Figura 43), tanto en los de regulación mecánica como en los sistemas de regulación electrónica. El inyector suministra el combustible directamente en la cámara de combustión del cilindro, lo cual proporciona un quemado más eficaz y un bajo consumo de combustible, teniendo además mejor arranque en frío. La cámara de combustión está cavada en la cabeza del pistón. Estos inyectores tienen varias perforaciones, generalmente 4 o 5.

Al inyectar directamente en la cámara de combustión, ésta es menos progresiva, por lo tanto, produce un pico de presión más pronunciado. Suelen ser motores más ruidosos, y además deben tener una construcción más robusta y con inyectores de mayor calidad.

Figura 43: Sistema de inyección directa

Regulación electrónica. *Common rail*

El *common rail* o conducto común, es un sistema de inyección electrónica de combustible. Estos motores no son simplemente una mejora del Diésel con inyección mecánica, sino un cambio más integral.

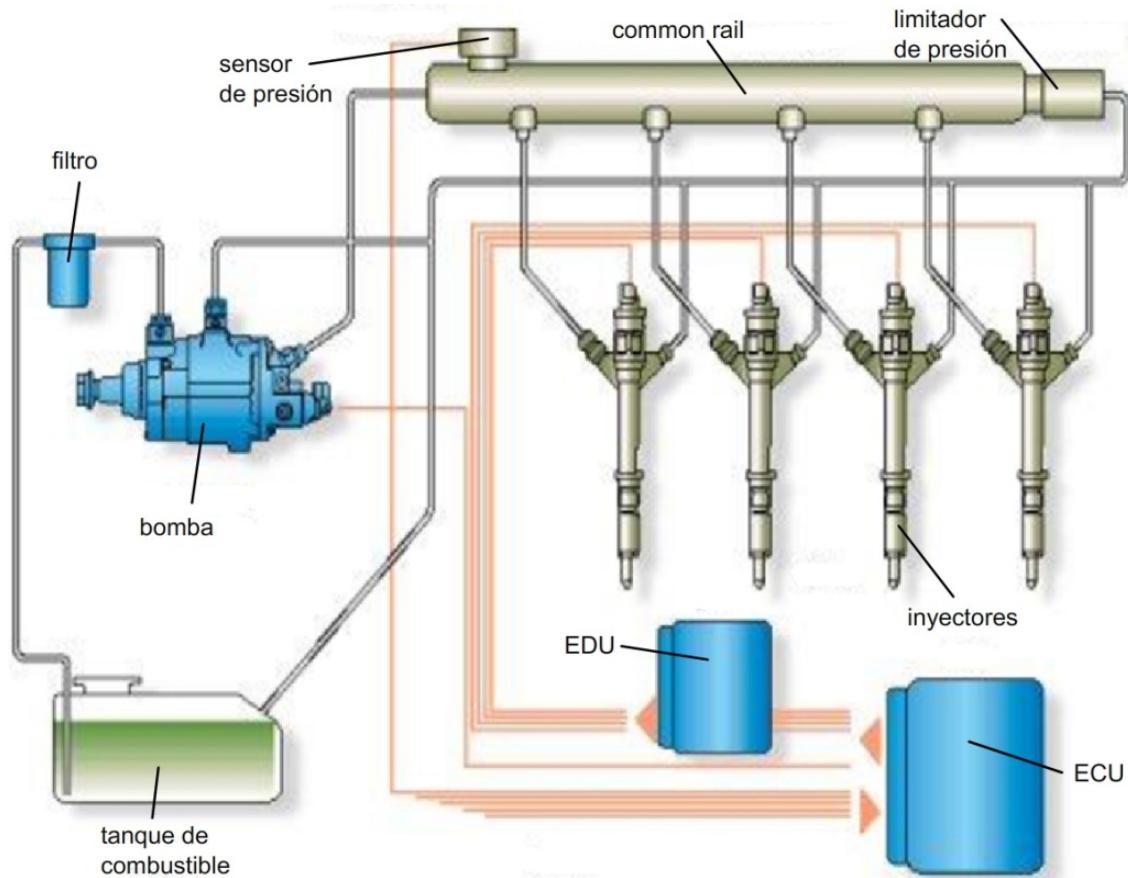
En estos sistemas el combustible es aspirado por una bomba primaria que ceba el circuito para luego llegar a una bomba secundaria de alta presión. El combustible pasa por un filtro que cumple un rol aún más importante que en los motores convencionales, dada la delicadeza de los inyectores. La segunda bomba eleva y mantiene el combustible a una presión alta en el conducto común, (el cual actúa como un depósito) que se encuentra comunicado con los inyectores de alta presión ubicados cada uno de ellos en su cilindro correspondiente. Estos inyectores pulverizan el combustible dentro de la cámara de combustión, con lo cual, al entrar en contacto con las altas temperaturas y el aire comprimido, desencadena una detonación que es capaz de consumir del 85 - 90% del combustible introducido. Todo ello es comandado por una unidad de control de motor (*Engine Control Unit* o ECU), en la cual se hallan todos los parámetros de cálculo de volumen de inyección a partir de un gran conjunto de datos que va recolectando la unidad de adquisición de datos (EDU) (Figura 44 y Figura 45).

En este sistema la presión es constante e independiente del régimen del motor, al igual que el caudal de inyección.

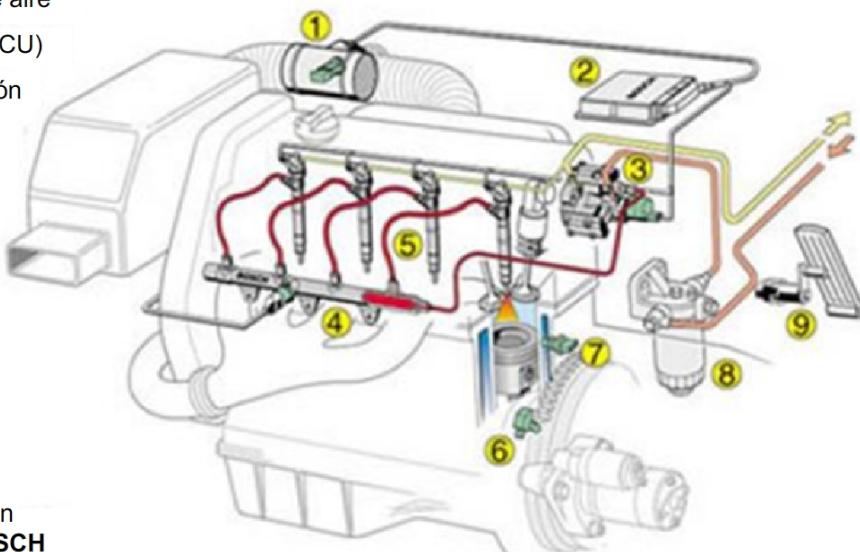
En los sistemas de regulación mecánica hay un regulador de contrapesos que solo es sensible a cambios en el régimen, haciendo variar el volumen de inyección como respuesta. En los sistemas de regulación electrónica la computadora recibe diferentes datos que le permiten responder ante la demanda del momento.

Este sistema fue desarrollado por primera vez en la década de 1980 por FIAT, y en la década de 1990 aparecieron los primeros autos con esta tecnología. En tractores fue aplicado un tiempo más adelante por la empresa Bosch.

Este desarrollo vino a responder a dos demandas. Por un lado, disminuir las emisiones de gases contaminantes y así ajustarse a normativas ambientales más exigentes, y por otro lado mejorar la eficiencia en el uso de combustible.

Figura 44: Esquema del circuito de combustible en el sistema de inyección electrónica common rail**Figura 45:** Esquema de circuito de common rail BOSCH mostrando sensores y partes

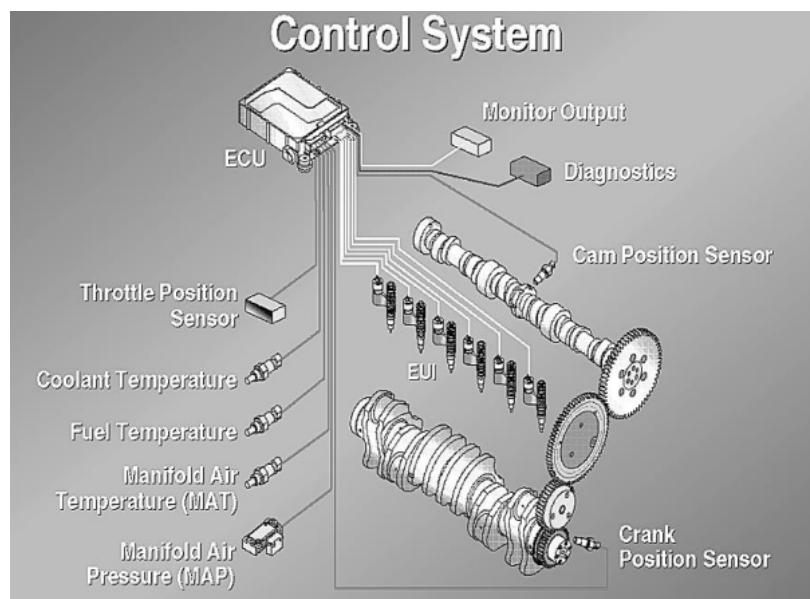
- ① medidor de masa de aire
- ② unidad de control (ECU)
- ③ bomba de alta presión
- ④ rail o acumulador de presión
- ⑤ inyectores
- ⑥ sensor de RPM
- ⑦ sensor de temperatura motor
- ⑧ filtro
- ⑨ sensor pedal del acelerador



Como se dijo anteriormente en estos sistemas una computadora recibe una gran cantidad de información proveniente de diferentes sensores ubicados en diferentes partes del motor. Estos incluyen además del régimen del motor, sensores de temperatura del refrigerante, del combustible del depósito, temperatura y presión del aire en el múltiple de admisión, posición del

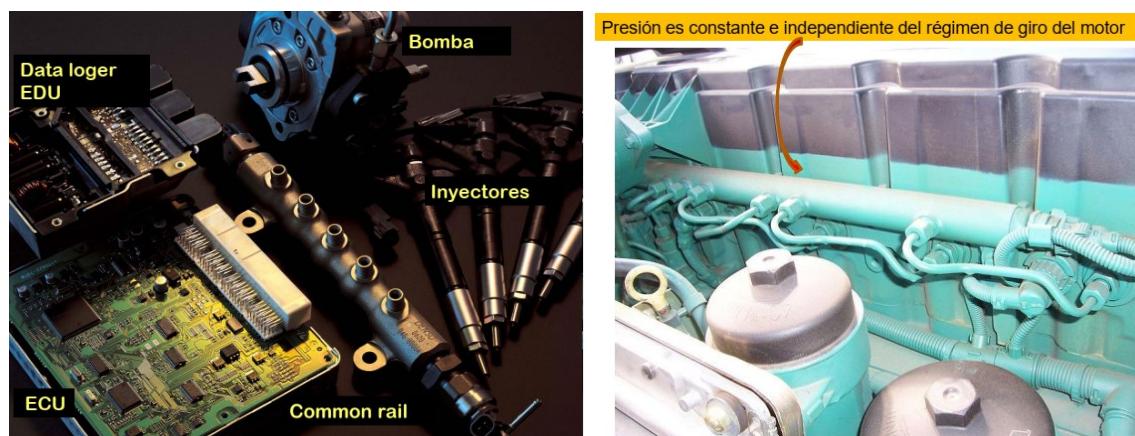
acelerador, posición del cigüeñal, posición del árbol de levas entre otros (Figura 46). En base a esta información la computadora decide el volumen de inyección, el momento, y la cantidad de etapas de inyección.

Figura 46: Sistema de control mostrando los sensores en un sistema de inyección electrónica



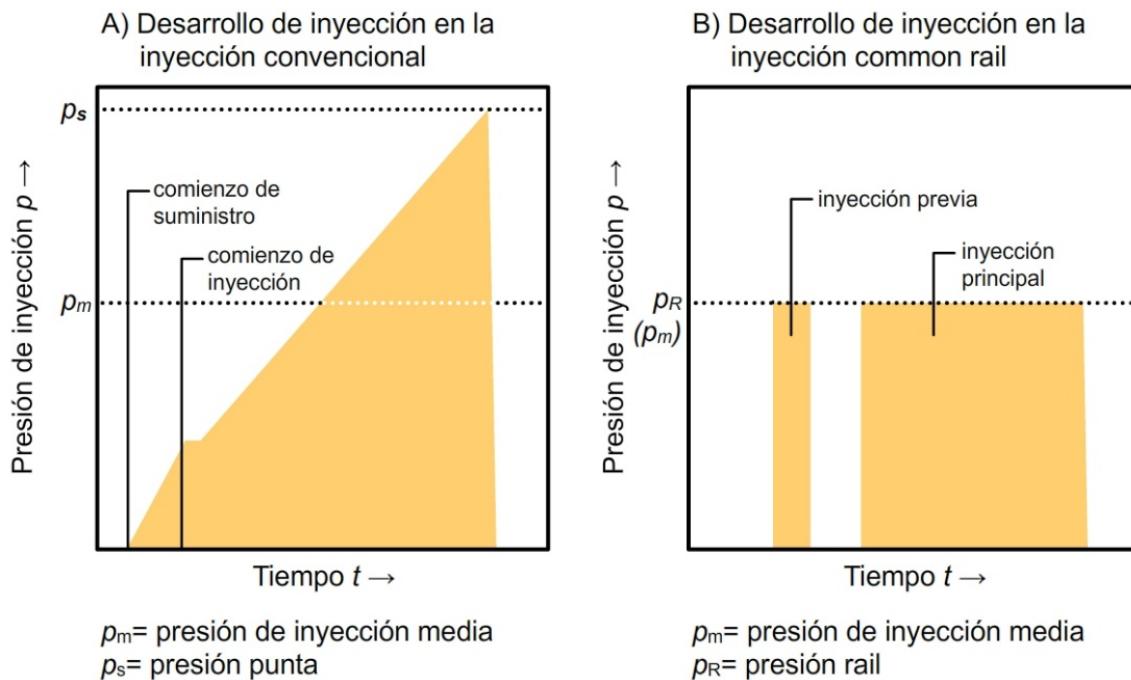
En la Figura 47 se observa cómo se ven estos componentes del sistema, y el *common rail* o conducto común en el motor.

Figura 47: Componentes del sistema de inyección electrónica common rail



En la Figura 48 se puede ver cómo evoluciona la presión de inyección con el tiempo en un sistema de inyección convencional y en uno de inyección electrónica.

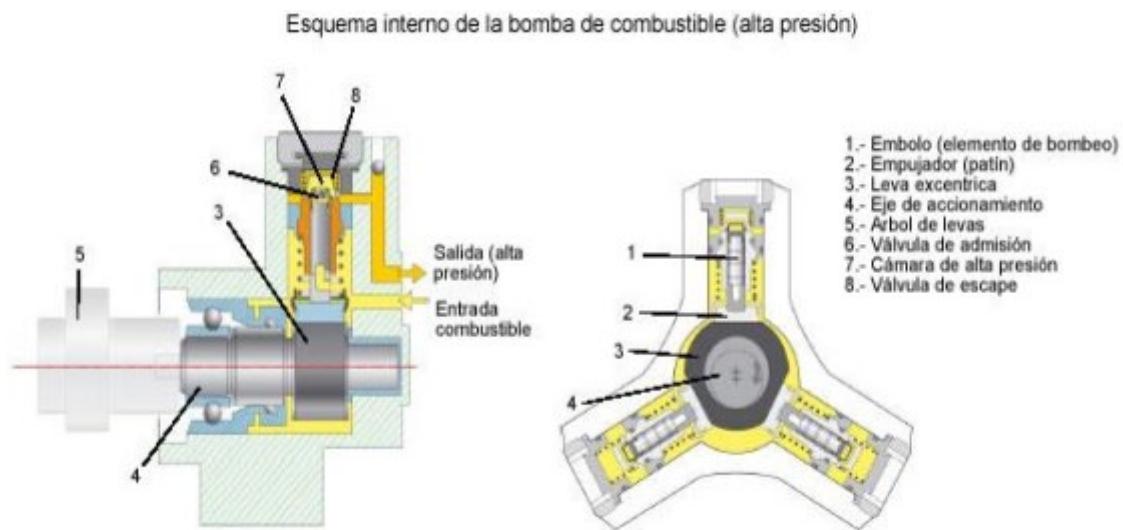
Figura 48: Presión de inyección en función del tiempo en un sistema de inyección mecánica o convencional (A) y en un sistema de inyección electrónica tipo *common rail* (B) (Adaptado de Márquez Delgado, 2012)



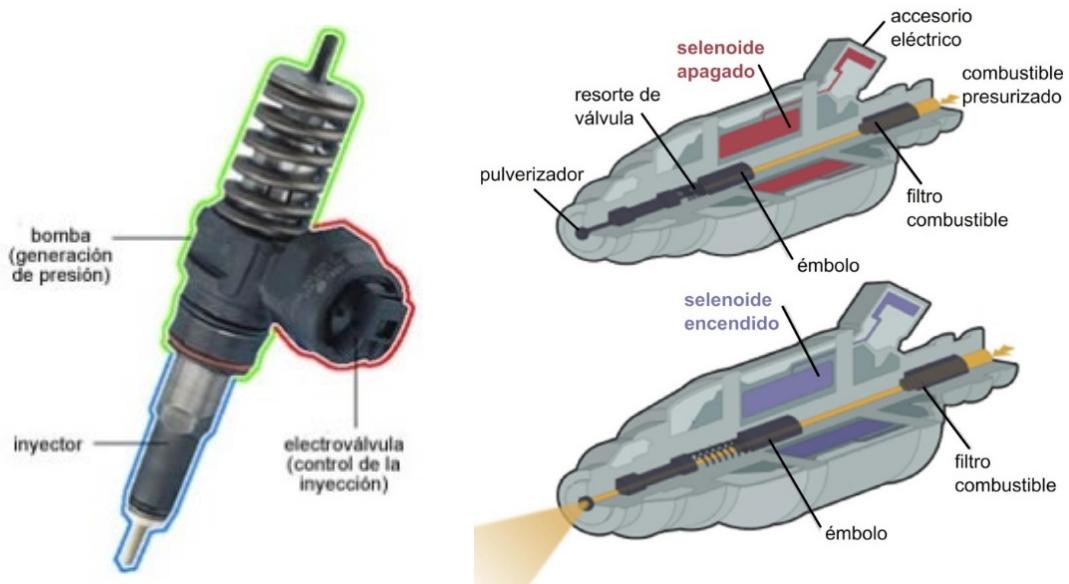
En la inyección convencional: la presión aumenta al comenzar el suministro, luego se abre el inyector y sigue subiendo con una pendiente menor, descendiendo bruscamente al finalizar la inyección. En este sistema la presión de inyección depende del régimen del motor y del caudal inyectado. Pequeños caudales de inyección tendrán menor presión.

En los motores *common rail* la presión de inyección es constante e independiente del caudal. La inyección se partitiona en al menos dos etapas. Una primera inyección pequeña que eleva la temperatura y mejora las condiciones para la combustión de la inyección principal. Normalmente a esta inyección principal le sigue una inyección complementaria durante la expansión. Este combustible que se inyecta en la expansión se evapora y actúa como reductor para disminuir la cantidad de NOx formado, que es un problema en este tipo de motores.

En la Figura 49 se muestra un esquema de la bomba de alta presión de los sistemas *common rail*. Esta bomba tiene una leva excéntrica y generalmente 3 pistones radiales que envían el combustible al conducto común a alta presión.

Figura 49: Esquema de la bomba de alta presión de los sistemas *common rail*

Los inyectores tienen un diseño especial para ser capaces de soportar las altas presiones (alrededor de 2000 bares) que se usan en estos sistemas. Un resorte no podría soportar estas presiones como en el caso de los sistemas de inyección mecánica. Estos inyectores pueden tener una electroválvula (Figura 50), que consta de un bobinado que al recibir una corriente eléctrica generará un campo magnético para abrir una válvula del inyector.

Figura 50: Esquema de funcionamiento de inyector con electroválvula

Estos inyectores son capaces de realizar varias inyecciones en cada ciclo a altas presiones de hasta 2000 kg/cm² (aproximadamente 2000 bares o atm). En los motores más modernos la inyección se puede dividir hasta en 9 partes, es decir que en un tiempo de alrededor de un milisegundo (ms) se realizan hasta 9 inyecciones. En la actualidad la mayoría de los inyectores son piezoelectrómicos. Estos tienen un material piezoelectrónico, que se deforma al recibir un pulso eléctrico.

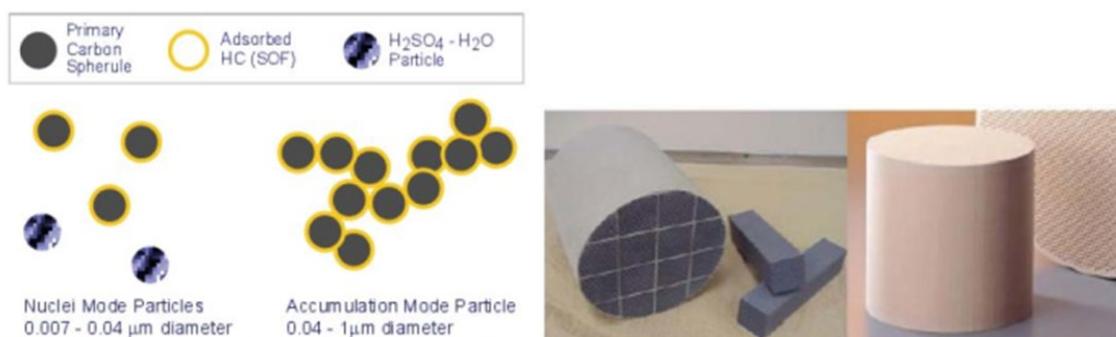
Se recomienda ver los videos de YouTube “Los nuevos Motores Diesel. #3 El *Common Rail*. Tecnología BOSCH” (https://www.youtube.com/watch?v=snamX1fEW_g&ab_channel=AUTO-TECNICATV) y “Programa especial: Motores DIESEL con BIO-DIESEL. Lo que hay que saber.” (https://www.youtube.com/watch?v=MnRedplb7II&ab_channel=AUTOTECNICATV).

Contaminantes en los gases de escape

En los gases de escape aparece material particulado que consiste principalmente en hollín y partículas sólidas de carbono que no se quemaron de forma completa. También aparece una fracción orgánica soluble que proviene del aceite de lubricación que no se quemó y se adhiere al hollín, y sulfatos (Figura 51). El azufre demanda especial atención, ya que puede dañar los inyectores modernos, y además oxidarse y formar ácido sulfúrico contribuyendo a la formación de lluvia ácida. Para filtrar el material particulado pueden utilizarse filtros de cerámica.

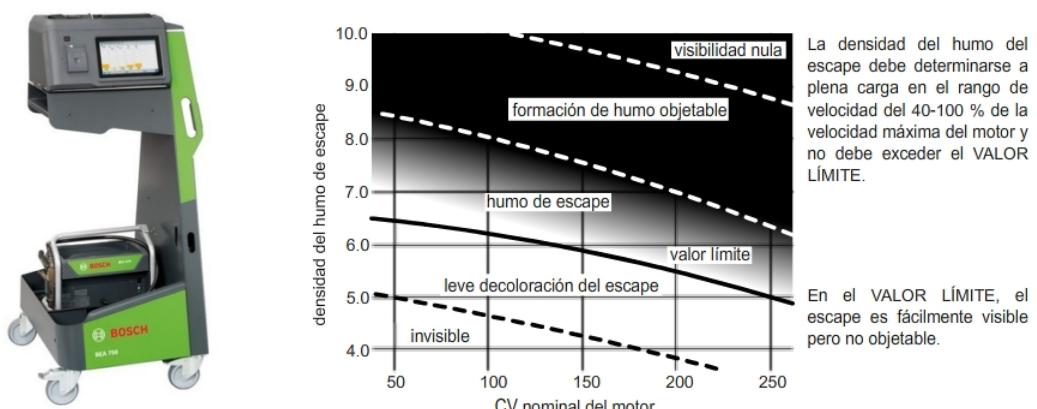
Este material particulado tiene graves efectos sobre la salud. Algunas partículas de hollín son muy pequeñas y alcanzan fácilmente el tejido pulmonar durante la inhalación. El hollín irrita ojos, nariz y agrava problemas respiratorios. Ya que estas partículas contienen grandes cantidades de hidrocarburos adsorbidos (muchos de los cuales son altamente mutagénicos), estas emisiones han sido directamente asociadas con cáncer.

Figura 51: Material particulado que aparece en los gases de escape del tractor (Arriba) y material de los filtros (Abajo)



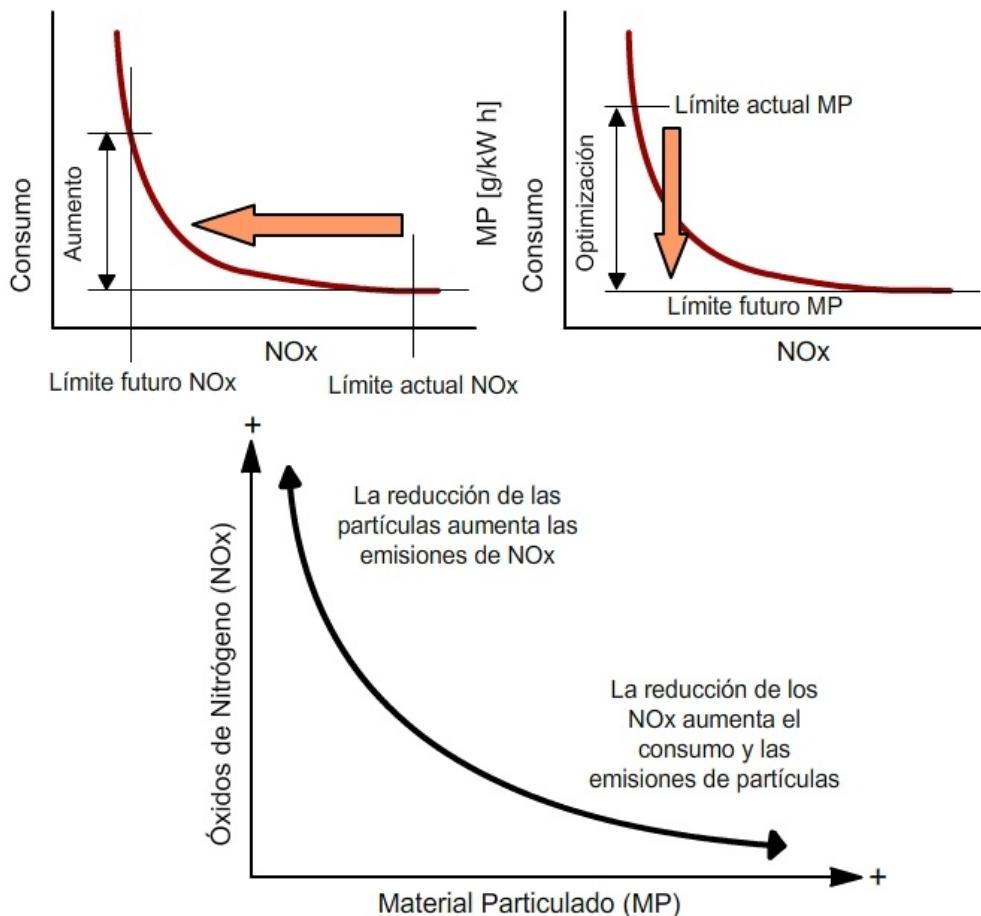
Una forma de cuantificar y detectar la emisión de hollín es la colocación de detectores llamados opacímetros en los caños de escape (Figura 52).

Figura 52: Opacímetro y gráfica generada a partir de sus datos



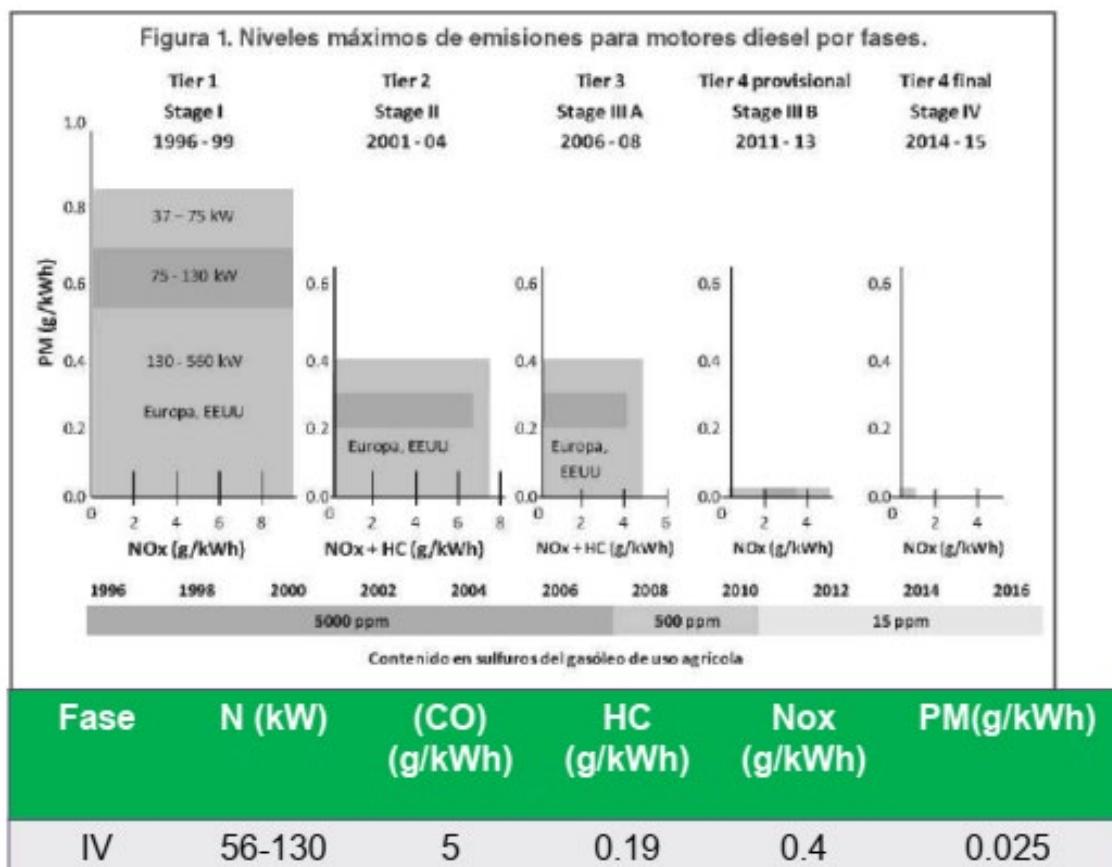
En los motores de inyección electrónica con sistema de *common rail* aparece un contaminante muy problemático que no se genera en los de inyección mecánica. Se trata de los óxidos de nitrógeno, que se producen debido a las grandes temperaturas que se alcanzan en estos motores (Figura 53). Como se puede ver en la Figura 53 la reducción del consumo de combustible y de la producción de material particulado viene acompañada de un aumento en la generación de NOx.

Figura 53: Relación entre el consumo de combustible y la producción de óxidos de nitrógeno, y entre la producción de óxidos de nitrógeno y la generación de material particulado



La reducción tanto del material particulado como de los NOx es un desafío. Una forma de lograrlo es tener un motor menos eficiente. Esto debe hacerse para ajustarse a las normas sobre emisiones que han ido cambiando y son cada vez más exigentes (**Figura 54**).

Figura 54: Niveles máximos de emisiones permitidas (material particulado, PM, óxidos de nitrógeno, NOx, y sulfuro en gasoil) para motores Diésel en Europa y EEU en distintas fases correspondientes a años



Para lograr reducir las emisiones, una de las soluciones es reducir la eficiencia de los motores. Esto se logra mediante la recirculación de los gases de escape (es decir mezclar el aire de la admisión con los gases de escape previamente enfriados) (Figura 55). Esta es una solución preventiva, ya que se evita generar estos NOx. De esta manera entra menos oxígeno al cilindro, logrando así una combustión incompleta (gastándose más combustible para la misma potencia), pero también reduciendo la producción de NOx. Esta recirculación de gases de escape va entre 12 a 20 % del total, y lo regula la ECU en función de la producción de óxidos de nitrógeno detectada. En la Figura 56 se puede ver el esquema de un motor John Deere con esta tecnología. Este sistema incluye un catalizador de oxidación Diésel, y un filtro de material particulado para alcanzar los límites admitidos por la regulación. El catalizador de oxidación ayuda a oxidar el monóxido de carbono (CO) hasta dióxido de carbono (CO₂), cadenas de hidrocarburos que no hayan combustionado por completo y fracciones orgánicas solubles hasta CO₂ y agua.

Figura 55: Sistema de recirculación de gases de escape para reducción de la producción de óxidos de nitrógeno

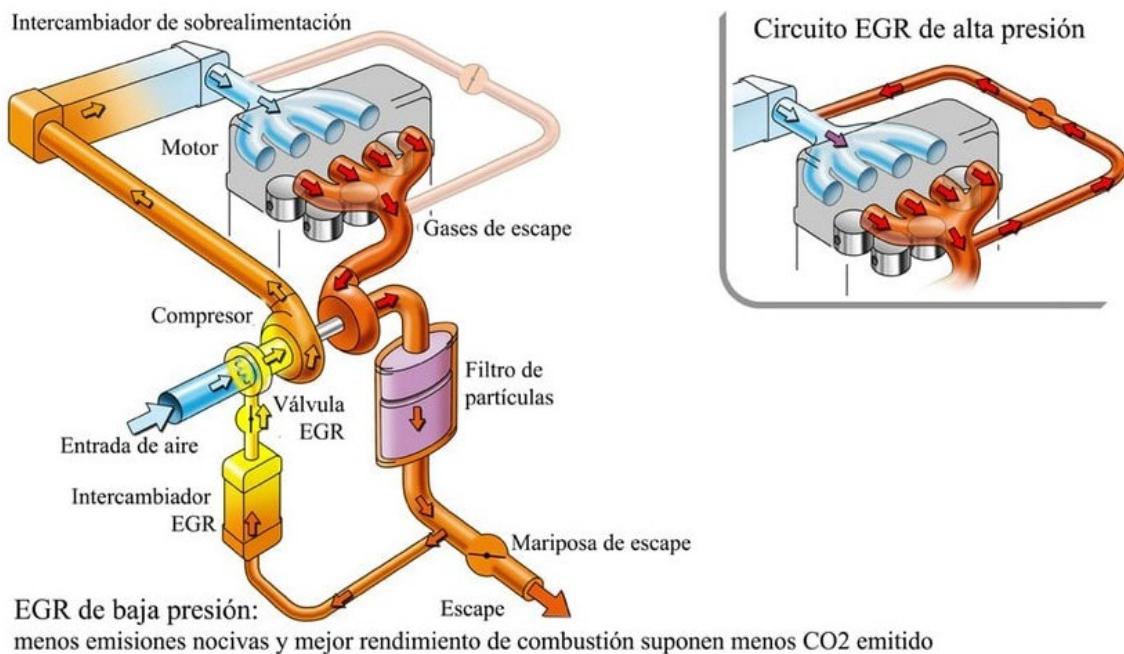
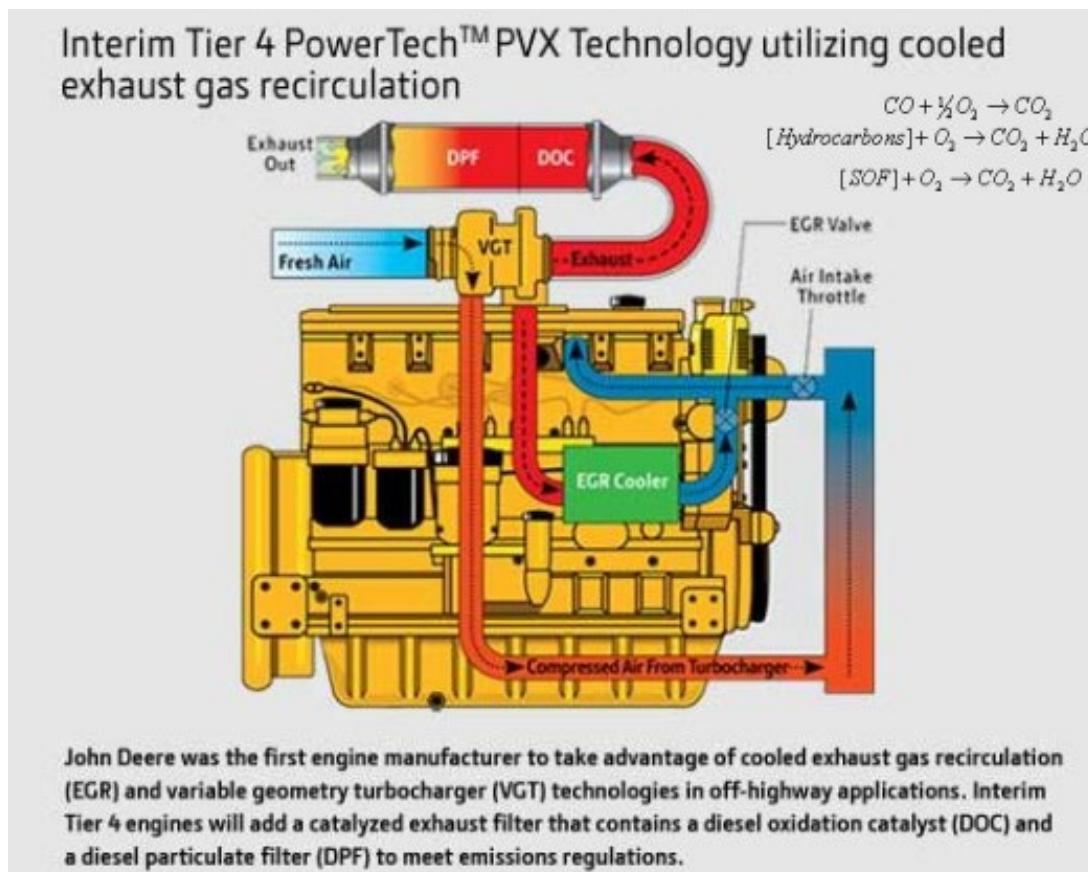
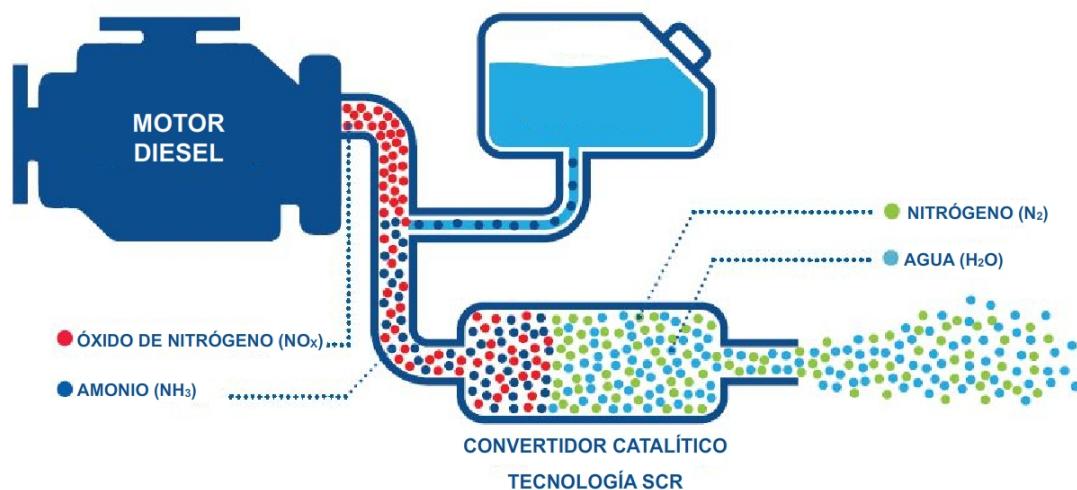


Figura 56: Esquema de motor John Deere con sistema de recirculación de gases de escape



Otra solución es actuar una vez que los NOx ya se generaron. Es decir, una solución “curativa” o *a posteriori*. Los gases de escape, que contienen NOx se hacen circular por un dispositivo donde se produce una reducción catalítica selectiva (Figura 57) a partir de una inyección de una solución líquida de urea (NH_3). Así se desdoblán los óxidos a N_2 . En base a la cantidad de NOx detectada en los gases de escape se irá inyectando esta solución de urea.

Figura 57: Esquema del sistema de Reducción catalítica selectiva



Por último, se pueden mencionar las tendencias a presente y futuro en los sistemas de alimentación de combustible en motores Diésel de tractores: se ha aumentado la presión de inyección, se ha disminuido el diámetro de las toberas u orificios de inyección, se ha impulsado la gestión electrónica de la alimentación de combustible y se ha aumentado el rendimiento de la sobrealimentación de aire (a través del uso de turbocompresores de geometría variable).

Se recomienda ver el video de YouTube “Exhaust gas recirculation (EGR) made easy” (https://www.youtube.com/watch?v=E2_I0DSxsql&ab_channel=MotorServiceGroup).

Facundo Guilino

Sistema de refrigeración

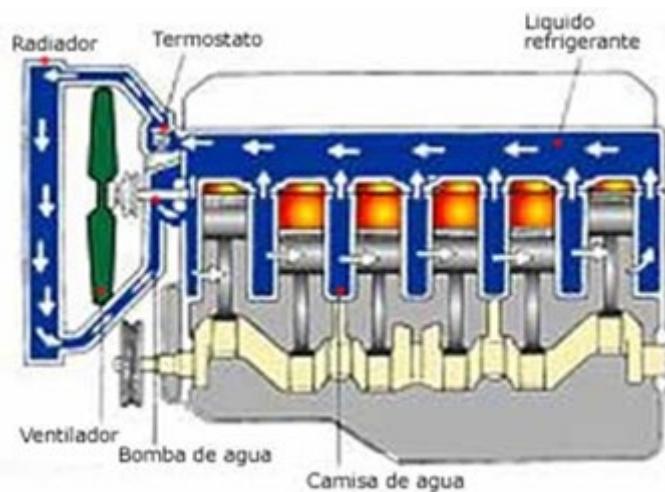
En el ciclo Diésel se alcanzan temperaturas de 1500 °C. Esta temperatura, de mantenerse, podría fundir determinadas piezas constitutivas del motor además de quemar el aceite de lubricación. Por ello es imprescindible eliminar el exceso de calor generado en el motor durante su funcionamiento. La función de los sistemas de refrigeración es disipar parte del calor generado por la combustión.

El sistema de refrigeración de los motores puede hacerse por dos vías: por aire y por agua.

Refrigeración por agua

El agua es la encargada de enfriar y mantener el motor a la temperatura normal de trabajo. Este sistema consta de las siguientes partes: camisas de agua, radiador, manguitos, bomba de agua, ventilador, termostato y termómetro (Figura 58).

Figura 58: Sistema de refrigeración por agua



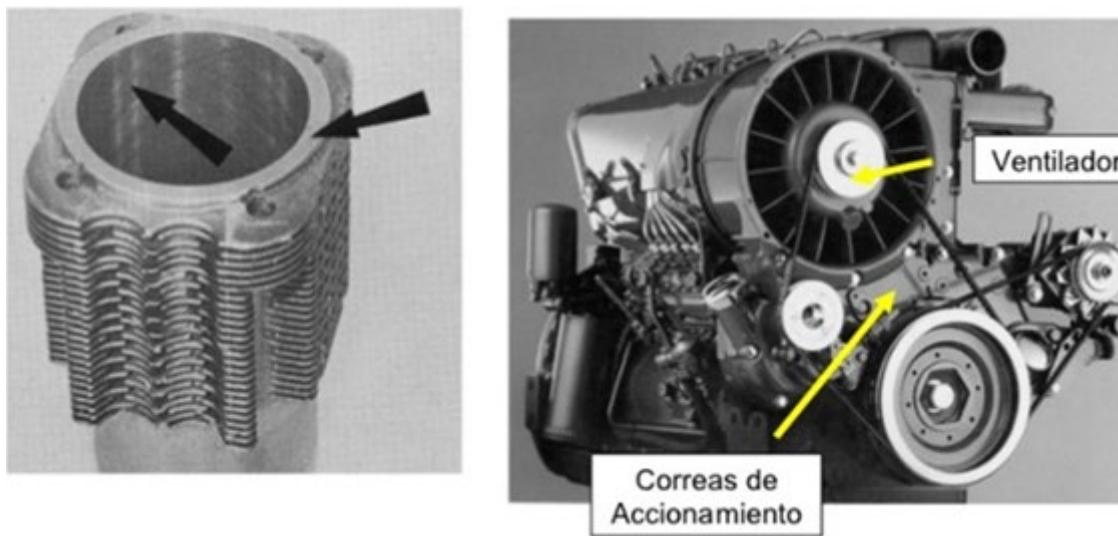
El radiador es un intercambiador de calor, y a su vez funciona como depósito del agua. Presenta ciertas particularidades. En la parte superior lleva un tapón y el tubo de rebose. Del

depósito parten una serie de tubos verticales finos rodeados de unas aletas horizontales que en conjunto conforman lo que se denomina panal. Estas aletas son atravesadas por la corriente de aire que es la encargada de enfriar el agua mientras la misma circula desde la parte superior a la inferior. Para facilitar el paso de la corriente de aire el radiador se encuentra en la parte delantera. El ventilador es accionado mediante una correa vinculada al extremo de la distribución y tiene como finalidad generar una corriente de aire hacia el radiador. La bomba de agua es la encargada de enviar el agua contenida en el radiador hacia las camisas de agua. Las camisas de agua, se encuentran rodeando a los cilindros, son huecas y por ellas el agua circula disipando el calor generado producto de la combustión. El termostato está ubicado en el conducto que comunica el retorno del motor con el radiador y puede ser de fuelle o cera. Tiene como función mantener la temperatura normal del motor durante su trabajo. En el circuito además habrá un termómetro que registra la temperatura del motor, la que se puede visualizar en el tablero de mando.

Refrigeración por aire

En los sistemas de refrigeración por aire el exceso de calor generado por el motor se sustrae mediante el propio aire presente alrededor del tractor, logrando así reducir su temperatura. Los componentes interviniéntes en este sistema son: turbina, aletas refrigeradoras e indicador de temperatura (Figura 59).

Figura 59: Sistema de refrigeración por aire. Aletas intercambiadoras en camisa (Izquierda) Turbina accionada por correa (Derecha)



La turbina es un ventilador encargado de dirigir e introducir el flujo de aire hacia la culata y cilindros. Toma movimiento a partir del extremo de distribución vinculándose mediante una correa. Las aletas de refrigeración aumentan la superficie de contacto del aire con las partes del motor. El indicador de temperatura al igual que en el sistema por agua, es el encargado de

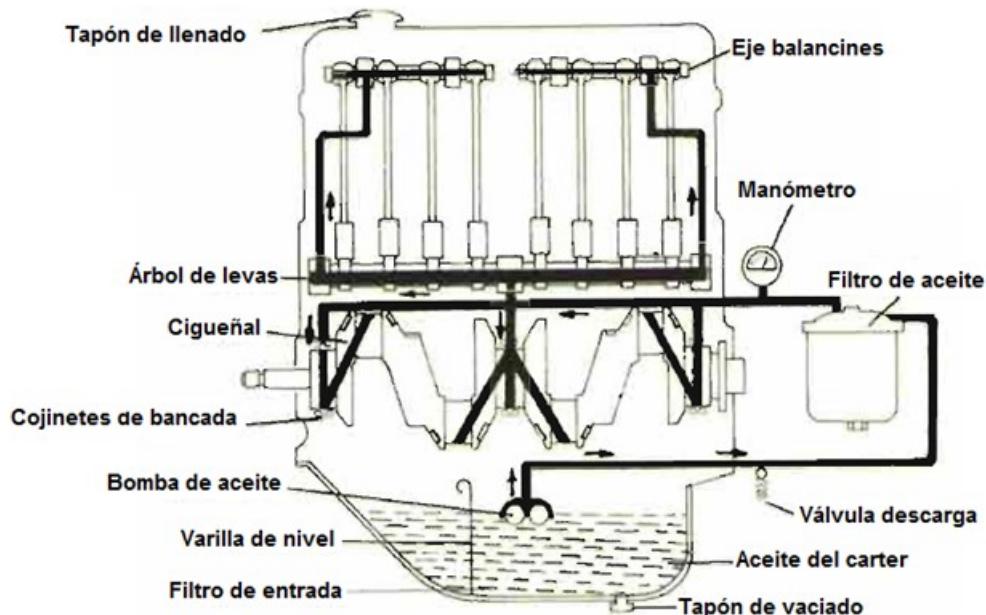
register la temperatura de funcionamiento del motor y se visualiza a través de un semicírculo dividido en tres partes y una aguja que indica en que sector del mismo se encuentra.

Sistema de lubricación

El motor Diésel está constituido por diversos mecanismos que se encuentran en rozamiento continuo generando fricciones y, como consecuencia, elevación de la temperatura y desgastes. Por ello es necesario que las distintas piezas estén lubricadas.

Los motores modernos tienen un sistema de lubricación forzada que asegura que el aceite llegue a todas las partes mecánicas en movimiento (Figura 60).

Figura 60: Sistema de lubricación



El aceite se almacena en un depósito en la parte inferior del motor llamado cárter. Es impulsado por la bomba hacia el motor atravesando previamente el filtro. El sistema de filtrado es muy importante ya que durante el funcionamiento del motor hay generación y desprendimiento de pequeñas partículas (carbón y otros residuos) que deben ser eliminadas del flujo de aceite. Luego del filtro circula hacia los distintos puntos del motor a través de canales y orificios existentes en las distintas piezas. Dentro de los mecanismos importantes a lubricar se pueden mencionar los cojinetes del cigüeñal, el árbol de levas, los balancines y válvulas, los cilindros donde se moverán los aros, los engranajes de distribución. El circuito se completa con una válvula de descarga que evita la sobrepresión en el sistema, un manómetro que registra el nivel de presión, tapones de llenado, vaciado y una varilla para controlar el nivel.

Mantenimiento

Los tractores al igual que los vehículos de calle, requieren de mantenimiento periódico. El mantenimiento prolonga su conservación, aspecto por demás importante ya que su reposición es una inversión muy costosa. Las labores de mantenimiento del tractor involucran el cuidado que se debe tener sobre los componentes mecánicos, así como el manejo adecuado de los combustibles y lubricantes.

Desde el punto de vista de la limpieza, una buena práctica es establecer algún día de la semana generalmente un viernes de tarde, para el lavado de los tractores. Esto no sólo es estético, sino que permite detectar fugas de aceite y combustible en el motor que de otro modo quedan ocultos por suciedad. Es recomendable asimismo el control de pérdidas de aceite en caja, diferencial y palieres. El no realizar estos controles puede traer consecuencias graves con reparaciones muy costosas.

Controles diarios y durante el funcionamiento

Antes de iniciar cada jornada es necesario verificar el nivel de combustible. Es conveniente llenar el depósito de gasoil al finalizar cada jornada para evitar acumulación de agua por condensación.

Se debe revisar diariamente los niveles de aceite, presión de aire de los neumáticos, el nivel de agua de la batería y del radiador, correas, y estado de las mangueras. En la mayoría de los casos, los defectos pueden corregirse mediante soluciones sencillas que derivan, en general, de la simple observación de los problemas.

Antes de iniciar los trabajos con el tractor, es recomendable poner en marcha y hacer funcionar el motor sin carga durante algunos minutos para que el aceite adquiera la temperatura ideal de funcionamiento y lubrique debidamente todas las partes mecánicas.

Cuando el tractor ha estado realizando trabajos pesados no se debe apagar el motor bruscamente, sino que es aconsejable disminuir las revoluciones del motor (dejar el motor regulando) durante unos minutos para que su temperatura descienda para luego pararlo. Esto es indispensable en los motores refrigerados por aire y en los motores con turbo. Detenciones bruscas provocarán el engranado de los turbos y la fisura de las tapas en los refrigerados por aire.

Es importante considerar el resguardo del tractor cuando no se encuentre parado en lugares cubiertos. Además, allí pueden efectuarse cómodamente los ajustes y reparaciones que deban llevarse a cabo.

Mantenimiento de los sistemas de refrigeración y lubricación

Sistemas de refrigeración

Refrigeración por agua:

Radiador: Se encuentra sucio por fuera, impidiendo la circulación del aire.

Efectos: El motor se calienta en exceso

Se debe: Limpiar el radiador con agua o aire a presión y siempre desde adentro hacia fuera, en sentido contrario a como ingresa el aire durante el funcionamiento, para desprender la suciedad acumulada.

Pérdidas de agua: Puede ocurrir que algún componente del sistema de refrigeración presente pérdida de agua, esto puede deberse a: inadecuado cierre del tapón siendo una vía de escape del vapor de agua, rotura de algún cañito del panel del radiador, manguitos rotos o perforados o bien falta de ajuste de éstos con la tubería.

Efectos: El motor se calienta demasiado y consume mucha agua.

Se debe: Cambiar el tapón por uno nuevo. Buscar la fuga del radiador y repararla. Cambiar el manguito o si es por falta de ajuste con el tubo apretar correctamente la/las abrazaderas.

Ventilador:

Correa rota: En este caso, el ventilador y la bomba dejarán de funcionar. Al no pasar aire por el ventilador el agua se calentará en exceso y la bomba no enviará agua hacia las camisas del motor.

Efectos: Se encenderá la luz indicadora de carga de batería. La aguja del marcador de temperatura subirá rápidamente y se colocará en el sector de peligro (rojo). Pérdida de agua.

Se debe: Parar el motor inmediatamente y sustituir la correa rota por otra nueva. Comprobar el nivel del agua del radiador. En caso de ser necesario completar con refrigerante una vez efectuado el cambio de correas, primero se pondrá el motor en marcha y luego se añadirá el refrigerante lentamente para que no salte y queme.

Correa floja: Cuando el motor se acelere se notará que la correa patina y las aletas girarán, pero lentamente con lo que no producirá la refrigeración del motor.

Efecto: La aguja del termómetro subirá y se mantendrá en la zona de peligro.

Se debe: Parar el motor, dejar que se enfrie para comprobar la tensión de la correa, a continuación, tensarla.

Termostato. Puede bloquearse quedando cerrado o abierto. Si queda cerrado no dejará pasar el agua hacia el radiador para que se enfríe. Cuando queda abierto el agua pasará directamente al radiador y el motor tardará en alcanzar su temperatura óptima de funcionamiento.

Efectos: Calentamiento del motor (si queda cerrado). Falta de temperatura (si queda abierto).

Se debe: Quitar el termostato y comprobar si está funcionando bien. Para ello, sumergirlo en agua hirviendo, en caso de no abrir o cerrar debe ser reemplazado por uno nuevo.

Refrigeración por aire:

Ventilador: Corroborar la tensión de la correa para evitar el patinamiento con la polea. Si la correa patina se reduce el régimen de la turbina y por ende el caudal de aire que ingresa al motor.

Efecto: Calentamiento del motor.

Se debe: Ajustar tensión.

Aletas de refrigeración: Recurrir a su limpieza siempre que se visualice presencia de suciedad sobre las mismas al mezclarse ciertos fluidos con las impurezas que el propio aire contiene.

Efecto: Calentamiento por inadecuado contacto entre el metal y la masa de aire que atraviesa las mismas.

Se debe: Recurrir a su limpieza en sentido contrario a como ingresa el aire. En caso de hacerse con agua, el motor debe estar frío.

Sistema de lubricación

El aceite tiene dos misiones importantes. La principal es lubricar las piezas metálicas que presentan movimiento durante el funcionamiento del motor, es decir, formar una película entre las superficies de contacto logrando reducir las pérdidas generadas producto de la fricción entre metal y metal, además de absorber ruidos. Por otro lado, debe refrigerar aquellas piezas que no cuentan con la posibilidad de hacerlo mediante los sistemas de refrigeración (agua y aire), como: cigüeñal, cabeza del pistón, en motores turboalimentados lubrica los cojinetes de las turbinas, en los turbos de geometría variable (TGV) también necesitan lubricación aquellas partes móviles como varillas y palancas.

El cambio del fluido lubricante como el de los elementos filtrantes (filtros de aceites) debe hacerse según recomendaciones del fabricante en función a las horas de uso, la cual debe consultarse en el manual del operario.

Un aspecto a tener en cuenta es si el sistema hidráulico que presenta el tractor comparte el aceite de la transmisión o tiene un tanque independiente como depósito del fluido hidráulico. En caso de ser compartido con la transmisión el usuario estará “cautivo” al tipo de lubricante que recomienda el fabricante si no se quiere perder la garantía de fábrica.

Es necesario realizar diariamente y antes de la puesta en marcha, la medición de los niveles de aceite del motor e hidráulico, debido a que se producen durante su funcionamiento pérdidas. La reducción de los niveles del aceite hidráulico, puede generarse por los procesos de acople y desacople de mangueras, y por mangueras y cilindros con fugas. Es importante evitar el ingreso de suciedad al sistema, por lo cual se sugiere recurrir a la minuciosa limpieza de los picos de las mismas y de los racores en caso de no presentar los tapones correspondientes antes de acoplar las mangueras de un actuador, llamase cilindro o motor hidráulico.

Telmo Palancar

Ensayo del motor. Obtención de las curvas características de prestación

Uno de los principales componentes en la formación de precio de un tractor es la potencia de su motor. El ensayo del motor del tractor agrícola tiene como objetivo homologar las características de prestación que el fabricante adjudica a su producto. De esta manera un ente oficial certifica que la potencia, el par motor y el consumo específico de un motor (características de prestación del motor de un tractor agrícola) son las que el fabricante afirma que tiene.

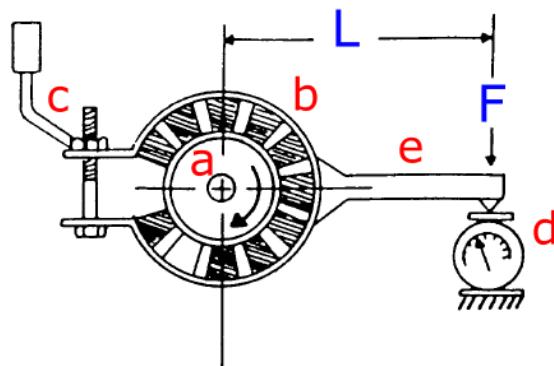
En Argentina el organismo encargado de realizar los ensayos de homologación de los motores es el Instituto de Ingeniería Rural del INTA Castelar. Este ensayo si bien no es de carácter obligatorio, representa una importante carta de presentación del producto que se pretende vender, sobre todo si el fabricante tiene intenciones de exportarlo al exterior. Los ensayos de homologación deben cumplir dos requisitos: a) ser repetibles, de manera que ante diferencias entre las prestaciones medidas en el ensayo y las esperadas por el fabricante pueda rehacerse el ensayo y corroborar los resultados y b) ser comparables, logrando así que los resultados recabados en un ensayo realizado en alguna de las estaciones del mundo sean aceptados y validados por el resto de las estaciones ya que la metodología empleada es idéntica en todas ellas.

Para realizar el ensayo, el fabricante de tractores solicita al organismo competente la realización del mismo. A continuación, personal del organismo realiza una elección aleatoria del tractor a ensayar en la línea de producción de la fábrica, evitando de esta manera que el fabricante pueda “preparar” el tractor para el ensayo.

Teniendo al tractor en la estación de ensayo se procede a realizar las mediciones. El ensayo del tractor se realiza con el motor encendido, la caja de cambios en posición de punto muerto (de manera que no llega movimiento al eje de las ruedas), la toma posterior de potencia (TPP) conectada a una barra cardánica (la misma se encuentra recibiendo movimiento) y el acelerador de mano en la posición de máxima aceleración. El ensayo consistirá en oponer un par de frenado creciente y progresivo a la TPP que hará que el motor vaya disminuyendo su régimen de rotación.

Antiguamente el frenado se realizaba en la polea del tractor (que era un elemento que proveía movimiento rotacional al igual que la TPP) y se utilizaba un freno más rudimentario denominado freno de Prony (Figura 61).

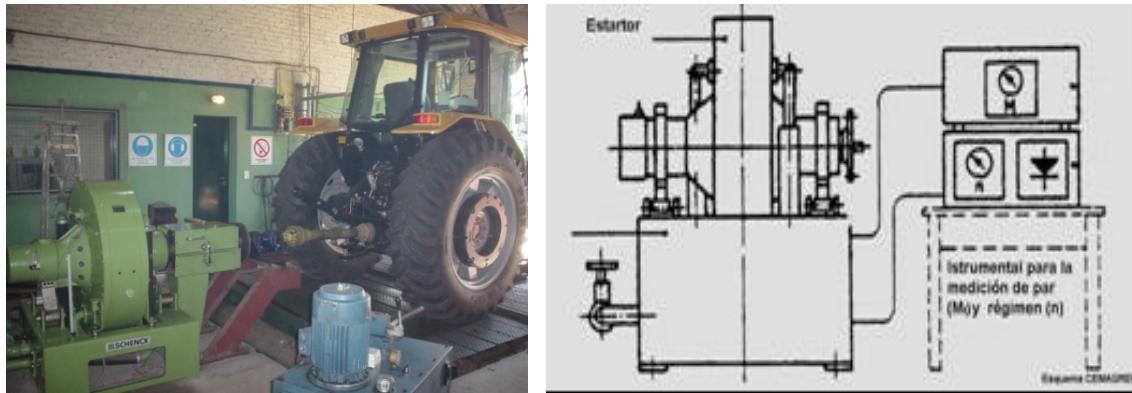
Figura 61: Freno de Prony



El freno consistía en un dispositivo a modo de abrazadera que, rodeando la polea, rozaba contra la misma y en función del ajuste progresivo que se realizara (mediante el apriete en C) la fuerza de frenado registrada (mediante el dinamómetro ubicado en d) aumentaba. Al medir dicha Fuerza a una distancia “L” conocida al centro del eje, se podía calcular el par entregado por el motor en cada momento. Este freno rudimentario resulta didáctico para explicar el concepto de obtención del par de frenado. No obstante, presentaba dificultades para disipar el calor producido durante el frenado y para mantener constante el valor del par de frenado.

En la actualidad el frenado se realiza utilizando frenos hidráulicos o eléctricos que además de resolver el problema de la disipación del calor y la posibilidad de mantener constante el par de frenado, realizan la medición del par con celdas de carga con puentes “strain gage”, automatizando la medición ya que las mismas entregan un valor de voltaje proporcional al par de frenado que va siendo registrado periódicamente y almacenado en una computadora. De esta manera, se pueden obtener muchos valores de par motor por segundo (por lo que el valor registrado tiene más confiabilidad) y se eliminan los errores que se podían cometer al apuntar manualmente los valores. En ambos sistemas el freno consiste en un rotor que se mueve junto con la TPP y un estator (que se mantiene estático) que rodea al rotor. Entre ambos se genera un par de frenado que equivale al par que el motor entrega en cada momento. El freno tiene la capacidad de medir el par de frenado y por esto se denomina freno dinamométrico (Figura 62).

Figura 62: Izquierda: Freno dinamométrico acoplado a un tractor para realizar la medición de par motor y régimen Derecha: Freno dinamométrico registrando Par motor (M) y régimen de rotación (n)



Durante el ensayo se mide el régimen de rotación del motor (rpm), el par motor (kgm ó Nm) y el consumo horario (kg/hora ó l/hora). Con el par motor y el régimen se calcula la potencia (CV o kW). Con el consumo horario y la potencia se calcula el consumo específico o razón energética (g/CV hora ó g/kW hora)

Potencia rotacional

Una expresión de potencia habitualmente utilizada es

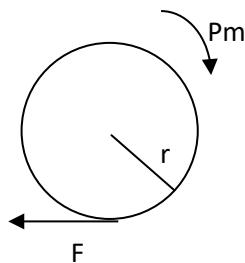
$$N = \frac{T}{t} = \frac{F \cdot d}{t} = F \cdot v$$

Siendo:

N =Potencia T=Trabajo t=tiempo F=Fuerza d=distancia v=velocidad

En el caso de un eje que gira (como la TPP) la fuerza se entregará en la periferia del eje y un punto que se encuentre allí tendrá una determinada velocidad tangencial (Figura 63)

Figura 63: Eje girando a un determinado régimen y entregando un Par motor



$$N = F \cdot v$$

La velocidad de un punto de la periferia del eje que gira puede expresarse como

$$v = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n$$

Siendo n el régimen de rotación (vueltas por minuto o rpm)

Por lo tanto, la potencia de dicho eje se puede expresar como:

$$N = F \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n$$

Asimismo “ $F \cdot r$ ” equivale al par motor por lo que la expresión general de potencia de un eje que gira es

$$N = Pm \cdot n \cdot 2 \cdot \pi$$

Las unidades más empleadas para expresar la potencia son el caballo vapor (CV) y el kilowatt (kW). Los factores de conversión que deben utilizarse en cada caso son:

En el caso de utilizar kW

$$N [kW] = \frac{Pm [Nm] \cdot n[rpm] \cdot 2 \cdot \pi}{60 \left[\frac{\text{seg}}{\text{min}} \right] \cdot 1000 \left[\frac{Nm/\text{seg}}{kW} \right]}$$

La relación entre los valores 60; 1000 y $2 \cdot \pi$ representa un valor constante igual a

$$\frac{60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi} = 9550$$

Finalmente

$$N [kW] = \frac{Pm [Nm] \cdot n[rpm]}{9550}$$

En el caso de utilizar CV

$$N [CV] = \frac{Pm [kgm] \cdot n[rpm] \cdot 2 \cdot \pi}{60 \left[\frac{\text{seg}}{\text{min}} \right] \cdot 75 \left[\frac{kgm/\text{seg}}{CV} \right]}$$

La relación entre los valores 60; 75 y $2 \cdot \pi$ representa un valor constante igual a

$$\frac{60 \cdot 75}{2 \cdot \pi} = 716$$

Finalmente

$$N [CV] = \frac{Pm [kgm] \cdot n[rpm]}{716}$$

Habitualmente se generaliza esta expresión como

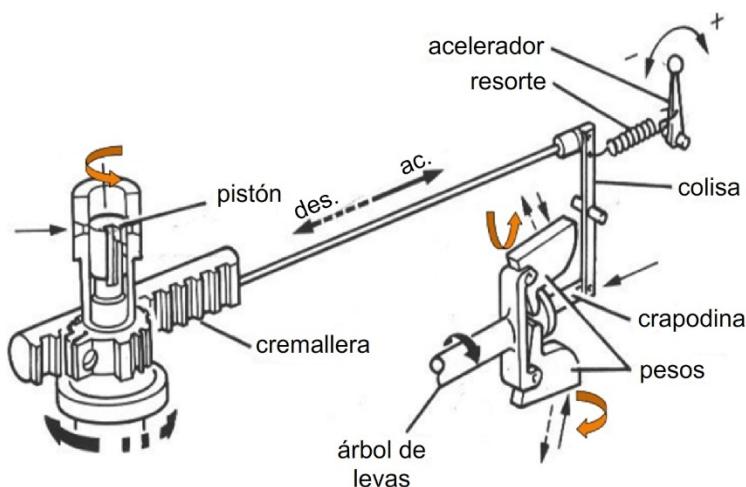
$$N = \frac{Pm \cdot n}{Kte}$$

Siendo Kte un valor constante que dependerá de las unidades que se empleen.

Funcionamiento del regulador

El funcionamiento del regulador permite explicar la forma de parte de las curvas del motor. El regulador recibe el movimiento de rotación del motor. Si el motor tiende a girar rápidamente (cuando se encuentra descargado) los contrapesos del regulador giran muy rápido y se tratan de separar por fuerza centrífuga y empujan a la cremallera (Figura 64) haciendo rotar a los pistones buceadores de la bomba inyectora de manera que obturen durante menos tiempo la tobera de salida. De esta manera se consigue disminuir el volumen inyectado en cada carrera de dicho pistón (volumen de inyección unitaria) (Figura 37).

Figura 64: Funcionamiento del regulador de la inyección



Puede verse que el pistón buceador tiene una pared con un corte sesgado, al rotar dicho pistón obtura durante más o menos tiempo la tobera de salida.

Cuando el motor recibe una carga los contrapesos del regulador se cierran debido a que la fuerza centrífuga no es tan importante y en consecuencia se mueve la cremallera en sentido contrario de manera de obturar más tiempo la tobera de salida y conseguir una carrera de inyección útil (por parte del pistón buceador) más prolongada. De esta manera se consigue aumentar el volumen de inyección unitaria.

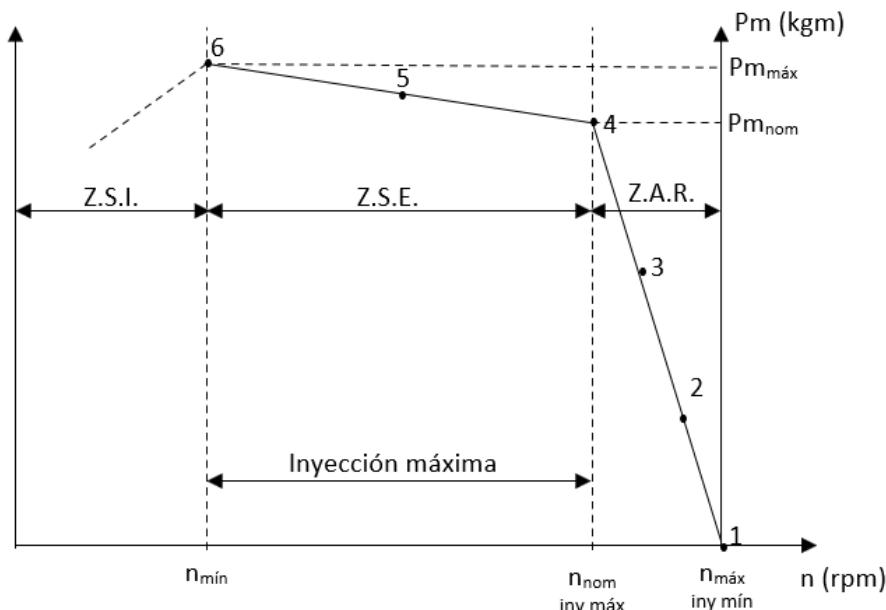
Cuando se quiera parar el motor se tira de un *estrangulador* que mueve la cremallera de manera tal de hacer coincidir la ranura vertical del pistón buceador con la tobera de salida. De esta manera el gas oil siempre tiene libre la tobera de salida, la inyección útil es nula y el motor se detiene al no recibir combustible.

El regulador de la inyección representa un mecanismo indispensable en los motores de los tractores agrícolas debido a que los mismos se hayan expuestos a diferencias de cargas permanentes.

Curva de par motor

Como se estableció previamente, en el ensayo de frenado se mide el par motor que entrega el motor y el régimen del mismo. Como resultado de estas mediciones se grafica la curva de par motor (en las ordenadas) en función del régimen de rotación del motor (en las abscisas). La curva de par motor que se obtiene tiene la forma mostrada en la Figura 65.

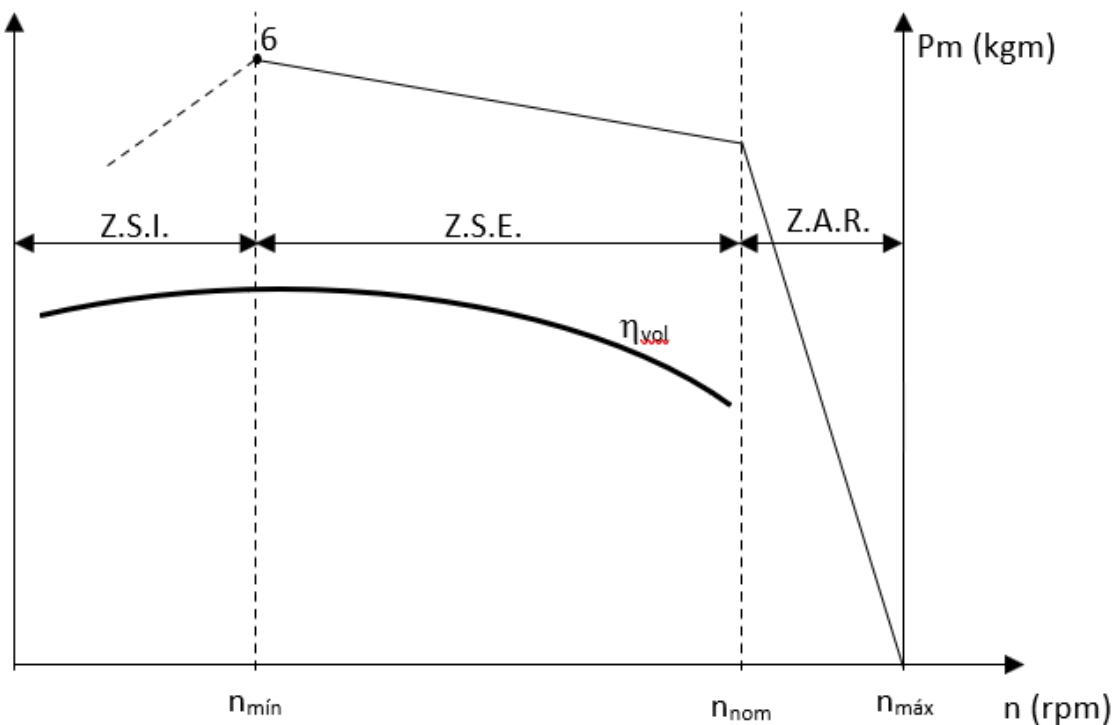
Figura 65: Curva de par motor



Inicialmente al motor no se le aplica ningún par de frenado y en consecuencia el mismo gira al régimen máximo (n_{\max}) y no entrega ningún par útil ($P_m = 0$). A este régimen el regulador hace que se inyecte el mínimo volumen de inyección unitaria (Figura 65, punto 1). Posteriormente se comienza a aplicar un par de frenado que va creciendo progresivamente. Dicho par de frenado hará que el motor vaya disminuyendo su régimen, los contrapesos del regulador irán perdiendo fuerza centrífuga, se irán acercando al eje y moverán la cremallera de manera de girar los pistones buceadores para que obturen durante más tiempo la tobera de salida (Figura 64). De esta manera el regulador aumentará el volumen de inyección unitaria y esto evitará que la caída de vueltas sea importante (Figura 65, puntos 2 y 3). Si se continúa aumentando la carga llegará un momento en que el motor habrá caído tanto en su régimen que el regulador habrá rotado a los pistones buceadores de manera que los mismos tapen durante el mayor tiempo posible la tobera de salida logrando la inyección máxima (Figura 65, punto 4). Si se sigue aumentando el par resistente, el motor seguirá cayendo en vueltas, pero el regulador ya no podrá actuar inyectando más combustible. Debido a esto se

considera que la zona en la que puede actuar el regulador variando el volumen de inyección es la dada entre los puntos 1 y 4 de la Figura 65. A esta zona se la conoce como Zona de acción del regulador (Z.A.R.). Al Par motor obtenido en el punto 4 se lo denomina Par motor nominal ($P_{m_{nom}}$) y en esta situación el motor entrega su potencia máxima (en los motores de regulación mecánica). Al régimen en que se obtiene el par motor nominal se lo denomina régimen nominal (n_{nom}).

Superado el punto 4 (cuando al motor se le ofrece un par motor resistente mayor al $P_{m_{nom}}$) se verifica que el motor sigue funcionando y no se detiene (Figura 65, puntos 5 y 6) pero la caída de vueltas es mucho mayor que en la Z.A.R. ante el incremento del par resistente. Evidentemente, la explicación de este fenómeno no puede ser realizada en función del combustible inyectado ya que el regulador no puede hacer que se inyecte más combustible para compensar la caída de vueltas, sino que se inyecte un valor constante y máximo de combustible en cada inyección. La razón del aumento de par en esta región es el incremento del otro componente de la combustión que es el aire. A medida que disminuyen las vueltas, el tiempo de admisión se incrementa y en consecuencia la masa de aire que entra y está disponible para la combustión es mayor logrando así un incremento de la presión media efectiva dentro del cilindro y un mayor par motor. Llega un momento (Figura 65, punto 6) en que el par motor demandado es tal que el motor no lo puede soportar y se detiene. A dicho par motor se lo denomina Par motor máximo ($P_{m_{máx}}$) y el régimen al que ocurre es el régimen mínimo de funcionamiento del motor ($n_{mín}$) ya que el motor no puede funcionar por debajo de dicho valor. El régimen de Par motor máximo ($n_{mín}$) divide a las denominadas Zona de Sobrecarga Estable (Z.S.E.), en la que el motor funciona a plena carga, por encima de la carga correspondiente a par motor nominal, de la Zona de Sobrecarga Inestable (Z.S.I.), en la que el motor ya no puede funcionar. Por encima del Par motor máximo el régimen cae tanto que los gases pierden inercia y el cruce de válvulas comienza a ser negativo haciendo que entre menos masa de aire. Por lo tanto, el rendimiento volumétrico máximo ocurre al régimen de Par motor máximo (Figura 66). Puede explicarse sintéticamente la curva de par afirmando que en la Z.A.R. el par se incrementa por el incremento de combustible (dado por la acción del regulador), en la Z.S.E. por el incremento del otro componente de la combustión que es el aire y superado el Par motor máximo ya no hay nada que permita compensar el incremento en el par demandado (ni combustible, ni aire ya que el η_{vol} cae por debajo de $n_{mín}$) con lo cual el motor se para. Puede observarse la diferencia de respuesta del par motor al incremento de combustible (pendiente de la curva de par en la Z.A.R.) y al incremento de aire (pendiente de la curva de par en la Z.S.E.). La respuesta al combustible es sensiblemente mayor.

Figura 66: Curva de par motor y rendimiento volumétrico

Obsérvese que el rendimiento volumétrico no es máximo a los máximos valores de régimen ni a los mínimos. A regímenes menores a n_{\min} los tiempos son tan lentos que el aire pierde inercia y se vuelve negativo el cruce de válvulas. A regímenes mayores a n_{\min} se incrementan las pérdidas de carga que están representadas por la dificultad que presentan los conductos al paso de los fluidos (en este caso aire)

$$P f(x) = \frac{l; v^2; r}{d}$$

Puede decirse que las pérdidas de carga (P) están en función directa de la longitud del conducto de admisión (l), de la velocidad del aire por el conducto (v) y de la rugosidad de las paredes del conducto de admisión (r) (a mayor longitud, velocidad y rugosidad mayor pérdida de carga). Obsérvese que la velocidad está al cuadrado por lo que el aumento en la velocidad del aire (dados por un aumento del régimen del motor) será el que más influya sobre las pérdidas de carga y será lo que determine la caída del η_{vol} a altos regímenes. Por otra parte, a mayor diámetro de la tubería de admisión (d) menores serán las pérdidas de carga y la circulación del aire tendrá menos oposición.

Curva de potencia

La curva de potencia se explica a partir de la curva de par. Recuérdese que

$$N = \frac{Pm \cdot n}{Kte}$$

En la Z.A.R. en la medida que se carga el motor el Par crece mucho y las vueltas caen poco por lo tanto la potencia se irá incrementando (Figura 67, Z.A.R.)

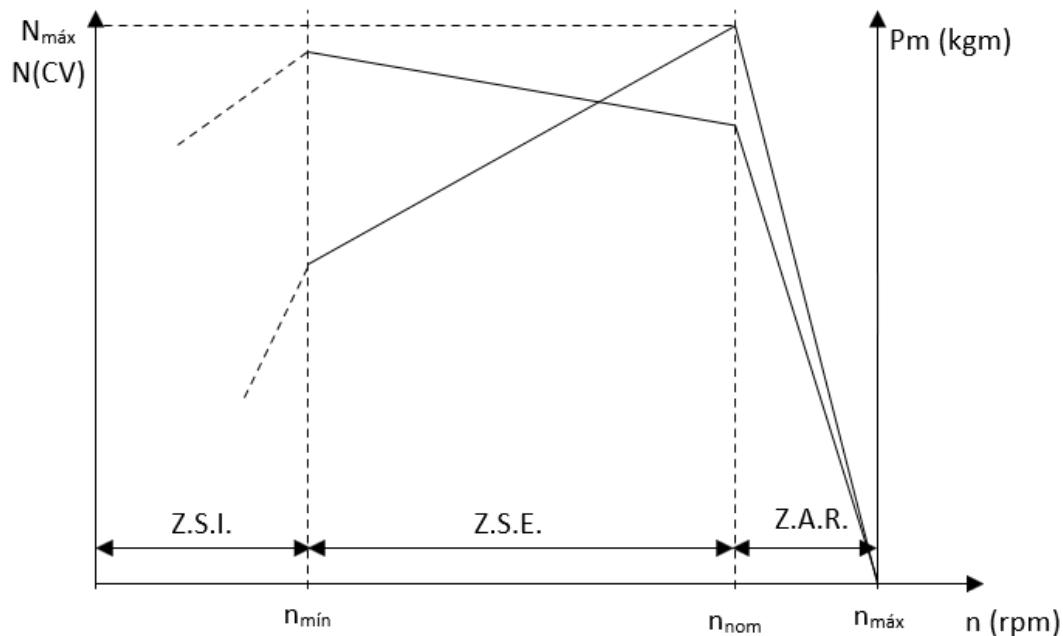
$$N (Z. A. R.) \uparrow = \frac{Pm(\uparrow\uparrow\uparrow) \cdot n(\downarrow)}{Kte}$$

En la Z.S.E. en la medida que se carga el motor el Par crece poco y las vueltas caen mucho por lo tanto la potencia irá disminuyendo (Figura 67, Z.S.E.)

$$N (Z. S. E.) \downarrow = \frac{Pm(\uparrow) \cdot n(\downarrow\downarrow\downarrow)}{Kte}$$

Al régimen en que el motor entrega su potencia nominal (o potencia máxima para los motores de regulación mecánica) se lo denomina régimen nominal (n_{nom}) y este régimen divide las zonas de trabajo del motor en la Z.A.R. donde el regulador varía el volumen de inyección en función de la carga demandada y la Z.S.E. en donde la carga demandada es superior al par motor nominal y por lo tanto el regulador no actúa haciendo que el volumen de inyección sea constante y máximo. Se denomina nominal ya que es la potencia que le dará el nombre al motor y al tractor, es la potencia por la que se vende el motor y por la que se lo conoce.

Figura 67: Curva de par motor y potencia

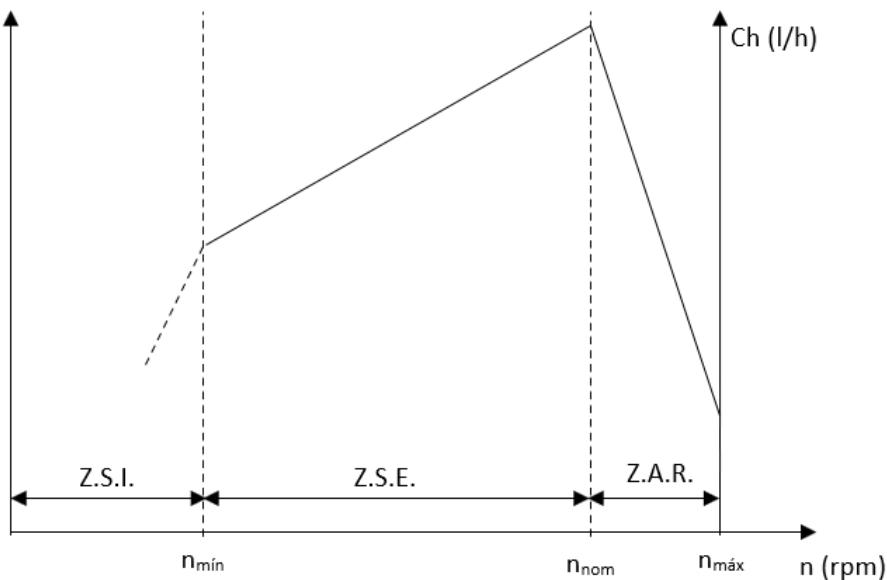


Las curvas del motor suelen representarse juntas, unas sobre otras, no obstante, adviértase que los parámetros que representan son distintos (par, potencia) por lo que nada quiere decir que una esté sobre la otra o que intersecten en uno u otro punto. Obsérvese que las unidades en que se expresan ambos parámetros son distintas.

Curva de consumo horario

La curva de consumo horario expresa la cantidad de combustible consumida por el motor en la unidad de tiempo. Se expresa habitualmente en litros sobre hora (l/h) o kilogramos sobre hora (kg/h). La forma de la curva de consumo horario es similar a la curva de potencia con la diferencia que la curva no parte de 0 y a régimen máximo ($n_{máx}$) hay un valor de consumo (mínimo) que es el necesario para que el motor siga funcionando y genere la potencia de fricción (potencia necesaria para moverse a sí mismo). En la Z.A.R. el consumo se incrementa en la medida que la carga aumenta debido a que el regulador hace que se inyecte cada vez más, hasta alcanzar la potencia máxima en la que se inyecta el máximo volumen unitario. En la Z.S.E. el regulador continúa inyectando lo mismo que a régimen nominal y el volumen de inyección unitario es constante y máximo. Debido a esto el consumo horario debería ser constante en la medida que se aumenta la carga, pero puede verse que el mismo disminuye en la medida que se acerca al par máximo. Esto es debido a que, si bien el volumen de inyección unitaria es constante y máximo, el número de ciclos por unidad de tiempo (y por lo tanto el número de inyecciones) va cayendo en la medida que caen las vueltas del motor (n). El máximo consumo horario se da en consecuencia, a régimen nominal (Figura 68).

Figura 68: Curva de consumo horario



Curva de consumo específico

El consumo horario expresa cuánto gas oil consume el motor en la unidad de tiempo, pero no indica con qué eficiencia se emplea ese combustible (o cuánto trabajo se obtiene de él). El

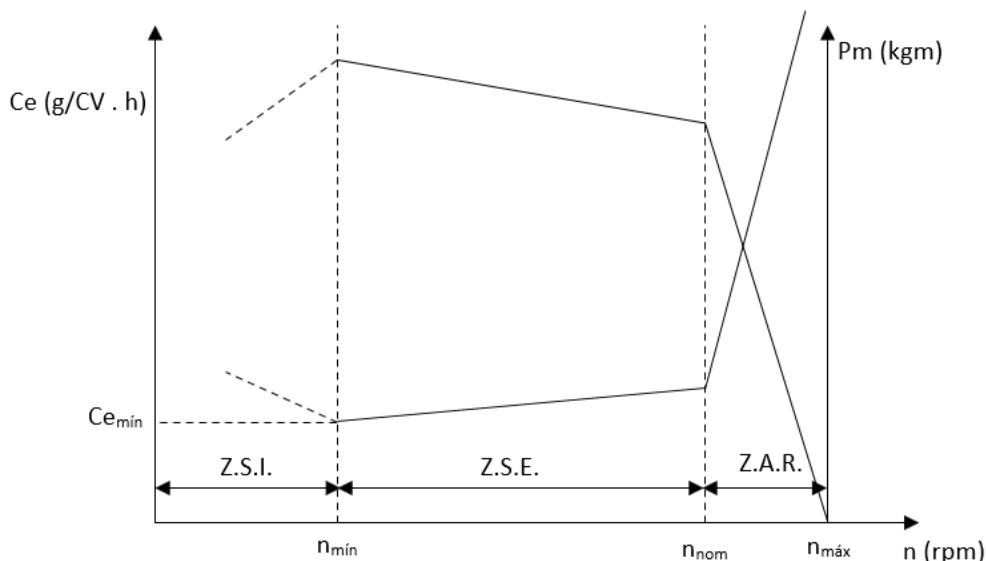
consumo específico relaciona el consumo de gas oil (consumo horario) con la potencia producida. Sus unidades son en consecuencia:

$$Ce = \frac{Ch}{N} = \frac{g/h}{kW} = \frac{g}{h \cdot kW}$$

Obsérvese que el denominador de esta ecuación es Potencia * tiempo que es Trabajo (Potencia = Trabajo / tiempo) o par motor. Por lo tanto, el consumo específico expresa cuántos litros de combustible son necesarios para realizar el trabajo (o par motor) y por ende expresa la eficiencia con que se utiliza el combustible.

Al ser función inversa del par motor, la curva de consumo específico es una función especular con la de par motor y el menor consumo específico se da a par motor máximo (Figura 69). Al régimen máximo (donde el motor no produce par ni potencia útil) se dice que el consumo específico tiende a infinito ya que el motor está consumiendo gas oil y no produce trabajo útil. En esta situación la curva de consumo específico se hace asintótica al eje de las y.

Figura 69: Curva de par motor y de consumo específico



Reserva de Par motor

La reserva de par de un motor expresa cuánto par adicional puede resistir un motor una vez alcanzado el Par motor nominal (una vez superada la capacidad del regulador de variar el volumen de inyección con la carga) respecto al par nominal. Habitualmente se expresa en porcentaje y su expresión analítica es:

$$RP (\%) = \frac{P_{mmáx} - P_{mnom}}{P_{mnom}} \cdot 100 = \left(\frac{P_{mmáx}}{P_{mnom}} - 1 \right) \cdot 100$$

Los valores de Reserva de los motores de regulación mecánica de tractores agrícolas varían en gran medida pudiendo ir del 7 al 35%. A los motores que presentan una gran reserva de par se los denomina elásticos y a los que presentan poca reserva inelásticos.

La reserva de par de un motor resulta un parámetro importante a la hora de evaluar su prestación e indica en qué medida puede utilizarse el motor cerca de la zona de potencia máxima realizando labores primarias. Los trabajos de labranza primaria (arado de rejillas, cinceles, discos, descompactadores) presentan altos esfuerzos de tiro y además tienen una elevada variabilidad espacial por lo que en distintos lugares de un lote es previsible que el esfuerzo de tiro en este tipo de labores crezca o disminuya en gran medida respecto del valor medio. Estas variaciones son debidas a cambios en la humedad del suelo, en el tipo de cobertura, en la presencia de impedimentos de distinto tipo (afloraciones rocosas, tosca, tocones de árboles, raíces). El motor debe trabajar en la zona de acción del regulador y para aprovechar en mayor medida la potencia por la que se compró (y pagó) el motor, se intentará trabajar lo más cerca posible de potencia nominal (par motor nominal). La Zona de Sobrecarga Estable se reservará para permitir que ante eventuales sobreesfuerzos que puedan aparecer en la labor, el motor pueda sobreponerse. Si el motor tiene elevada reserva de par (más del 20%) se podrá trabajar cerca de potencia nominal (o par motor nominal, Figura 70). Pero si la reserva de par que tiene el motor es escasa (valores cercanos o inferiores al 10%) es altamente probable que ante sobreesfuerzos la misma no sea suficiente para poder sortear el obstáculo y el motor se pare. En consecuencia, con tractores con este tipo de motores se deberá trabajar cuando se hace labranza primaria en la Z.A.R. pero con el motor parcialmente descargado (80% de la carga) de manera que cuando el esfuerzo se incremente además de la reserva de par (escasa) que tiene el motor tenga algo de regulador a favor (Figura 71).

Figura 70: Curva de par motor donde se observa la reserva de par. Al tratarse de una alta reserva de par el motor puede trabajar más cerca de potencia máxima (par motor nominal) en labranza primaria

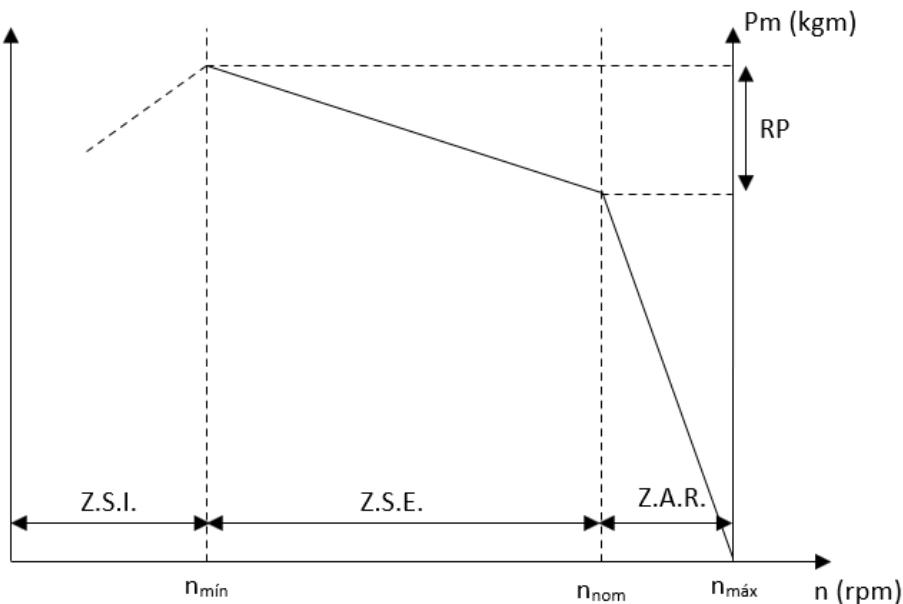
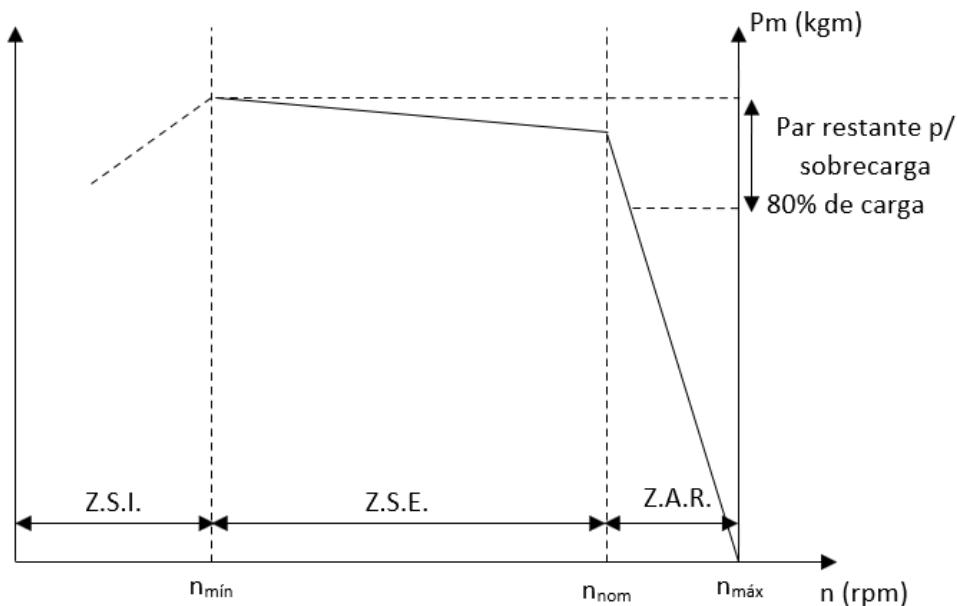


Figura 71: Curva de par de un motor con baja reserva de par. Con línea punteada se señala el lugar en que debería trabajar el motor (80% de la carga) al realizar labranza primaria



Porcentaje de carga

El porcentaje de carga indica en qué medida está cargado un motor respecto de su par motor nominal. Su expresión analítica es

$$\% \text{ de carga} = \frac{Pm \text{ dem}}{Pmnom} \cdot 100$$

Siendo Pm dem el par motor demandado en un determinado momento al motor y $Pmnom$ el par motor nominal (par a potencia nominal).

También se puede expresar como la relación entre la Fuerza que está erogando en un determinado momento el eje de las ruedas y la Fuerza que podría ofrecer en ese eje en un determinado cambio si el motor ofrece su par motor nominal.

$$\% \text{ de carga} = \frac{Fdem}{Fof} \cdot 100$$

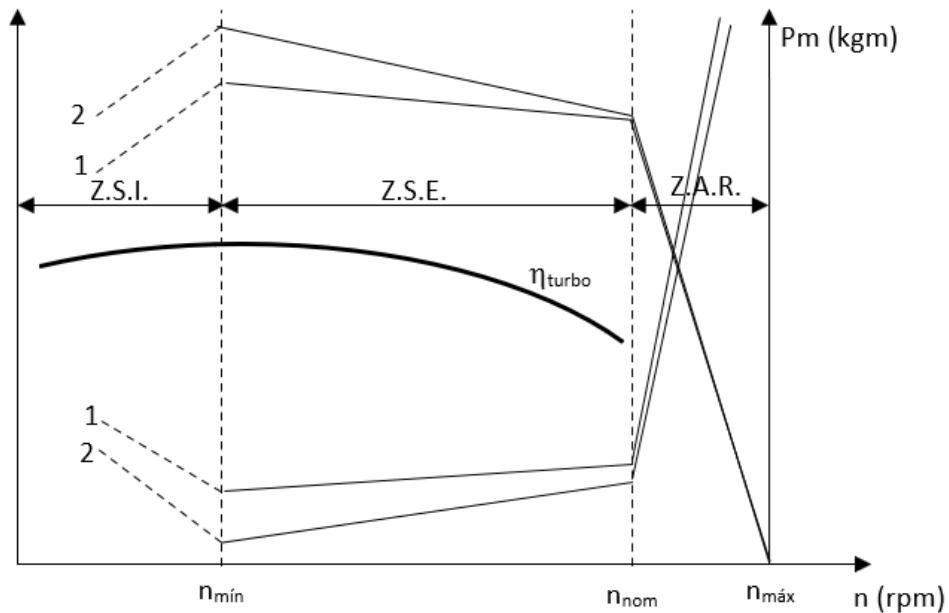
Siendo $Fdem$ la fuerza que está haciendo el eje en un determinado instante para tirar algo y para autotransporte (Rodadura) ($Fd = T + R$) y la Fof la que podría dar en el cambio elegido trabajando a Par motor nominal ($Fof = \frac{Pmnom \cdot rtt \cdot \eta_{tt}}{r}$)

Efecto de la incorporación del turbo a los motores

Los motores que van provistos de turbo consiguen un aumento en su rendimiento volumétrico que provoca un incremento en los valores de presión media efectiva dentro del cilindro y en

consecuencia de los valores de par motor. La curva de par del motor con turbo se elevará con respecto a la del mismo motor sin turbo. El incremento de par será mayor en la región en donde el turbo presente su máximo rendimiento o eficiencia. De acuerdo a la geometría de los alabes del turbo se puede lograr que este mecanismo alcance su máxima eficiencia a distintos regímenes. Habitualmente se colocan turbos con su máxima eficiencia a dos regímenes determinados logrando distintos objetivos: 1) turbo con su máxima eficiencia a régimen de Par motor máximo, con lo que se aumenta la Reserva de Par y 2) turbo con su máxima eficiencia al régimen de Par motor nominal con lo que se aumenta la potencia máxima. Lógicamente la opción se hará de acuerdo al motor de partida. La opción 1 resulta lógica cuando se parte de un motor con baja reserva de par y la 2 cuando se parte de un motor con elevada reserva de par. En la Figura 72 puede verse el cambio de la curva de par motor a causa de la colocación de un turbo con su máxima eficiencia al régimen de par motor máximo. La curva de par del motor con turbo se desplaza hacia arriba con respecto a la original pero la máxima separación (y por lo tanto el máximo incremento en el par motor) se logra a Par motor máximo y en consecuencia se incrementa la reserva de par de dicho motor.

Figura 72: Curva de rendimiento del turbo y curvas de par motor y consumo específico del motor sin turbo (1) y con turbo (2). Incremento de la reserva de Par motor

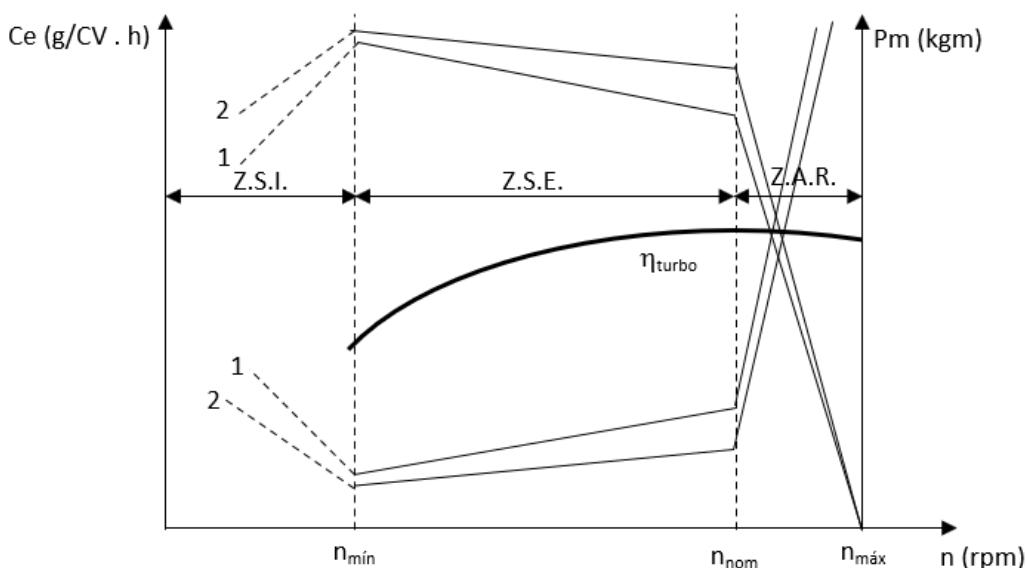


El incremento del Par motor a régimen nominal no es significativo con lo cual no varía en gran medida la potencia máxima del motor. La curva de consumo específico descende en forma proporcional al incremento del par, siendo mayor el descenso en la zona de Par motor máximo.

En la Figura 73 puede verse el cambio de la curva de par motor a causa de la colocación de un turbo con su máxima eficiencia al régimen de par motor nominal. La curva de par del motor con turbo se desplaza hacia arriba con respecto a la original pero la máxima separación se logra a par motor nominal y en consecuencia se incrementa en gran medida la potencia nominal del

motor que representa un parámetro muy importante de la formación del precio del tractor. El incremento del par motor a régimen de par motor máximo no es significativo con lo cual no varía en gran medida dicho par y en consecuencia se disminuye la reserva de par que el motor tenía originalmente siendo la curva de par del motor con turbo más chata. Los fabricantes argentinos de tractores han optado mayoritariamente por esta opción en el momento de la colocación del turbo. Nótese que se parte con un motor de buena reserva de par que con la colocación del turbo se vuelve más inelástico. El mayor descenso en la curva de consumo específico se produce en la zona de par motor nominal (donde más crece el par motor).

Figura 73: Curva de rendimiento del turbo y curvas de par motor y consumo específico del motor sin turbo (1) y con turbo (2). Incremento de la Potencia máxima



Relación entre la reserva de par motor y el escalonamiento de marchas

De acuerdo a la reserva de par de los motores de los tractores es la exigencia en la cantidad de marchas que debería presentar la caja de cambios del tren cinemático de un tractor. En líneas generales a mayor reserva de par menor es el requerimiento en el número de marchas.

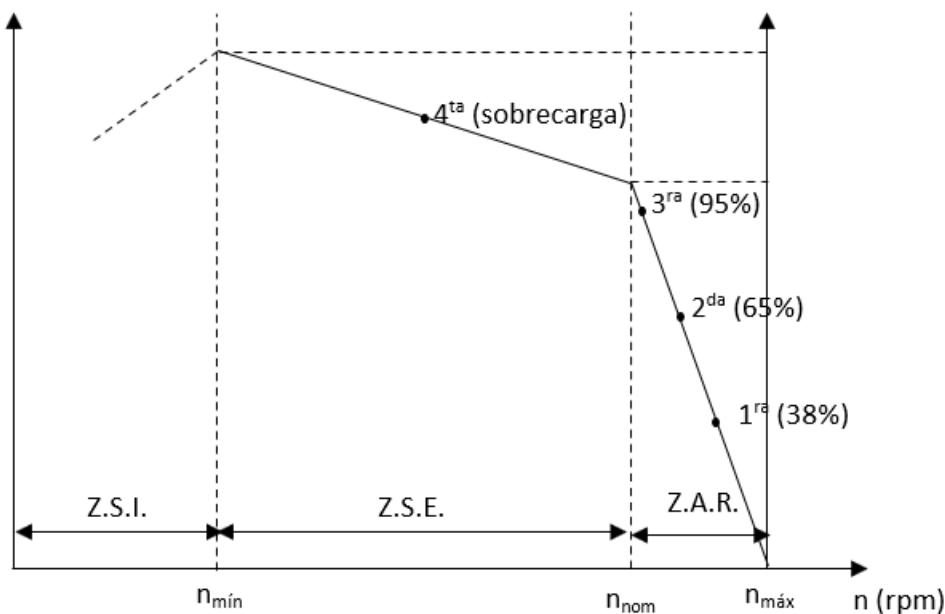
Ante un esfuerzo determinado que deba realizar el eje motriz del tractor puede calcularse el par que deberá entregar el motor mediante la expresión

$$P_{mm} = \frac{Feje \cdot r}{rtt \cdot \eta_{tt}}$$

Es decir que ante un mismo esfuerzo se tendrá un mayor % de carga cuando se coloca un cambio alto, con baja relación de transmisión (rtt) que cuando se utiliza un cambio bajo, de alta relación de transmisión, con fuerte multiplicación del par y reducción del régimen. En otras palabras, un mismo esfuerzo implicará trabajar con el motor más o menos cargado de acuerdo al cambio seleccionado. En la Figura 74 puede verse la ubicación de trabajo en la curva de par motor en función de un mismo esfuerzo. Nótese que en las marchas más altas el mismo esfuerzo

se puede realizar trabajando con el motor más cerca de potencia máxima (con mayor % de carga). La opción de 4ta velocidad implicaría trabajar en sobrecarga, en la ZSE siendo esto desaconsejable ya que dicha zona debe permanecer como una región a utilizar ante eventuales incrementos de la carga (muy frecuentes en labranza primaria).

Figura 74: Ubicación en la curva de par motor en función de la marcha seleccionada



Puede verse que el motor presenta una elevada reserva de par motor por lo tanto podría trabajar en 3^{ra}, en un lugar cercano a potencia nominal (95%). Si el motor tuviese poca reserva de par sería desaconsejable trabajar en este cambio ya que ante incrementos del esfuerzo la escasa reserva de par motor no permitiría que el motor pudiese sortear el obstáculo. Obsérvese que, en esta situación, se pasaría a trabajar en 2^{da} con un porcentaje de carga del 65% (motor muy descargado) con lo cual se aprovecharía poco la potencia nominal por la cual se compró y pagó dicho tractor (se utilizarían 65% de los caballos disponibles). Esto implicaría una situación de ineficiencia. Es en esta situación que sería recomendable que el tractor presentase una caja de cambios con más variedad de cambios (y en consecuencia de relaciones de transmisión) que permitiesen hacer trabajar al motor a un porcentaje de carga razonable (80-85%), alejándolo de par motor nominal por su poca reserva de par, pero acotando dicho alejamiento para evitar perder eficiencia en la labor.

Modificación de las curvas ante el uso del acelerador

Se han mostrado las curvas del motor que surgen tras hacer el ensayo del mismo. Para construirlas se acelera el motor a su régimen máximo (mediante el acelerador de mano) y luego se va cargando el mismo con diferentes cargas parciales. Cabe destacar que el resto de las posiciones del acelerador estarán representadas por distintos regímenes máximos que se lograrán con cada posición del acelerador (Figura 75, Figura 76).

Figura 75: Curva de par motor y potencia con el acelerador al máximo y con el acelerador a mitad de recorrido

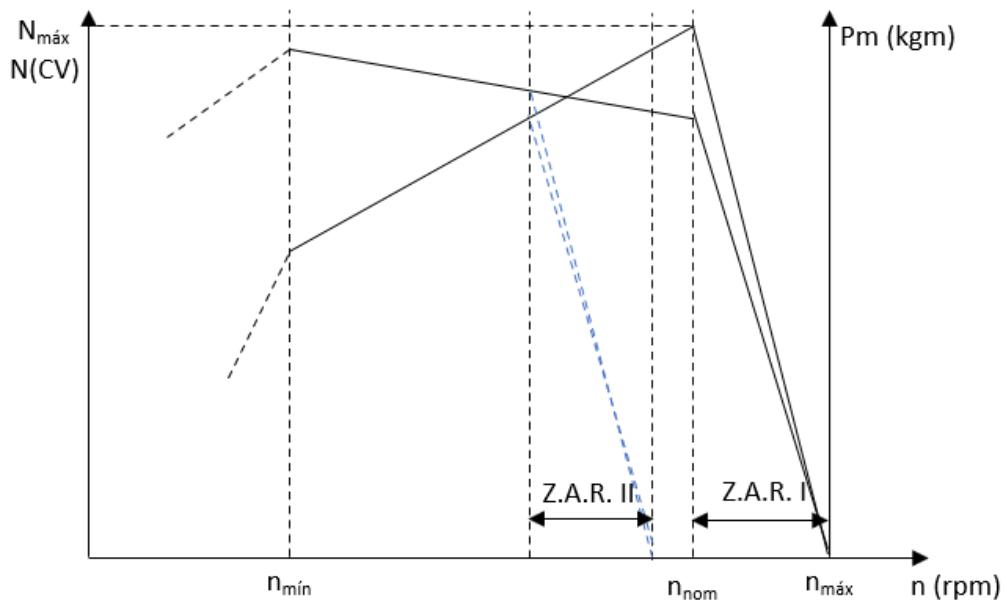
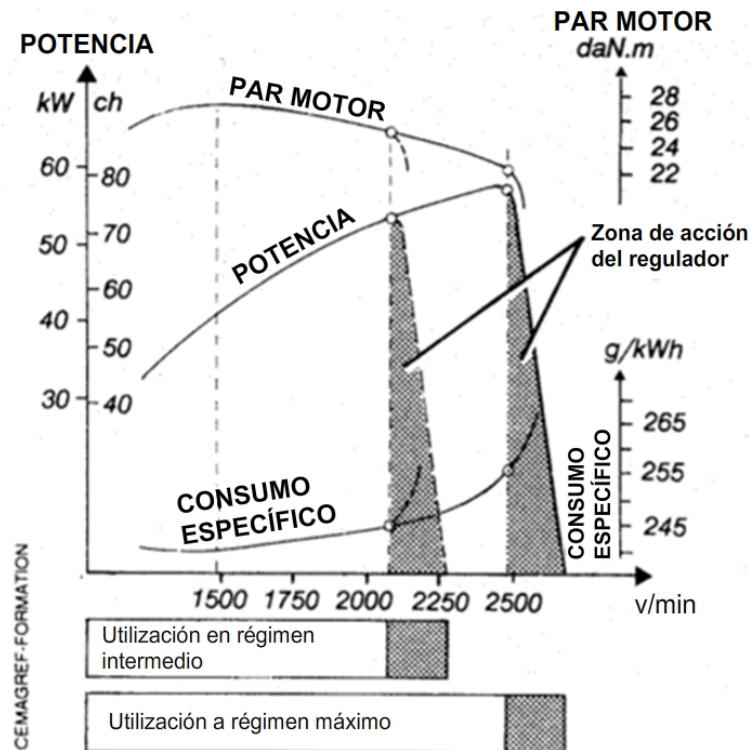


Figura 76: Curva de potencia y par en función del régimen para dos posiciones del acelerador distintas



Puede verse que al desacelerar y pasar a trabajar a un régimen menor será menor la potencia que se podrá alcanzar cuando se cargue el motor. La potencia máxima solo se alcanzará si el motor está en su máxima aceleración y si además se carga al motor para que dé esa potencia máxima (Figura 76).

En muchas actividades no tiene sentido tener el acelerador al máximo. Sí puede ser necesario cuando se hacen labranzas primarias o esfuerzos de tiro importantes que implicarán en el motor una alta demanda. Para muchas otras labores no será necesario llevar el motor tan acelerado, por el contrario, sería aconsejable desacelerar y de esa forma llevar al motor a un mayor nivel de carga y un menor consumo específico. En tareas de transporte, de labranzas livianas (secundarias) debería utilizarse esta opción.

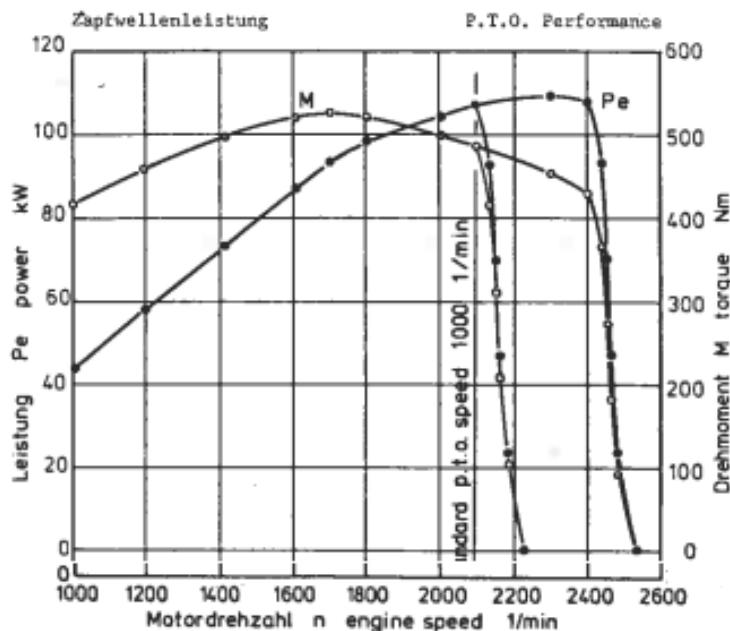
Existen por otra parte labores que implican arrastrar máquinas que demandan potencia rotacional del tractor (absorber movimiento a través de barras cardánicas que se acoplan a la toma de fuerza o toma posterior de potencia, TPP). Las máquinas que absorben potencia rotacional están equilibradas y balanceadas para trabajar al régimen normalizado (que será 540rpm para la Categoría I o 1000rpm para la Categoría II) y debido a eso el tractorista debería llevar la palanca del acelerador a la posición que le indique en el tacómetro que está trabajando a ese régimen normalizado (Figura 77). En todas estas máquinas no se debe ni acelerar ni desacelerar el motor por encima o debajo de ese régimen normalizado de funcionamiento de la TPP. Por ejemplo, cuando se arrastra una pulverizadora (la TPP mueve la bomba de la pulverizadora), una fertilizadora (la TPP mueve los platos de la fertilizadora) una picadora (la TPP mueve los elementos de corte, el rotor picador y el rotor de impulsión del material entre otros), una sembradora neumática (la TPP mueve la turbina que genera el vacío que sostiene a las semillas en la placa de siembra). Además de cuestiones de balanceo, el régimen normalizado va a asegurar el buen desempeño de la máquina, si se reducen las vueltas la bomba de la pulverizadora generaría menos caudal y habría menos presión en el circuito con gotas más grandes que las deseadas, la fertilizadora no alcanzaría a proyectar todo lo lejos que se puede el fertilizante, la picadora de forrajes podría perder capacidad de expulsar el forraje y atorarse, la sembradora perdería succión en las placas y las semillas podrían caerse, etc.

Figura 77: Tacómetro del tractor en el que se observa en la parte inferior la indicación de vueltas del motor (en cientos) y cercano a 20 se encuentra el valor en el que se debe ubicar la aguja para obtener las 540rpm en la TPP (o PTO en el tacómetro). Sobre la parte superior se observan en distintos colores las velocidades alcanzadas en función del régimen en las distintas marchas. En la parte central, un contador de horas (no de km) para poder hacer seguimiento de las tareas de mantenimiento



En la Figura 78 pueden verse las dos curvas de corte del regulador para dos regímenes: régimen máximo (las curvas de más a la derecha) y régimen normalizado de la TPP cat II (1000rpm) más a la izquierda. Puede verse que para obtener el régimen normalizado debe desacelerarse el motor y ello impide que se pueda tener la potencia máxima cuando se trabaja a este régimen menor de funcionamiento. Muchas veces, cuando se trabaja con la TPP y se debe desacelerar para conseguir el régimen normalizado queda limitada la potencia máxima que se puede conseguir con el motor. Esto es usado muchas veces por los fabricantes de los tractores para limitar la potencia que pueden transmitir a través de la toma (la toma categoría I está aconsejada hasta 65CV y la categoría II hasta 110CV) obligando a desacelerar el motor al usar la TPP y de esa manera limitando la potencia a transmitir.

Figura 78: Curvas de Par motor y Potencia del tractor Deutz Fahr DX7.10 a régimen máximo y a régimen normalizado de la TPP Cat II (1000rpm). Al desacelerar la potencia máxima que se puede obtener es menor a la que se obtiene a aceleración máxima



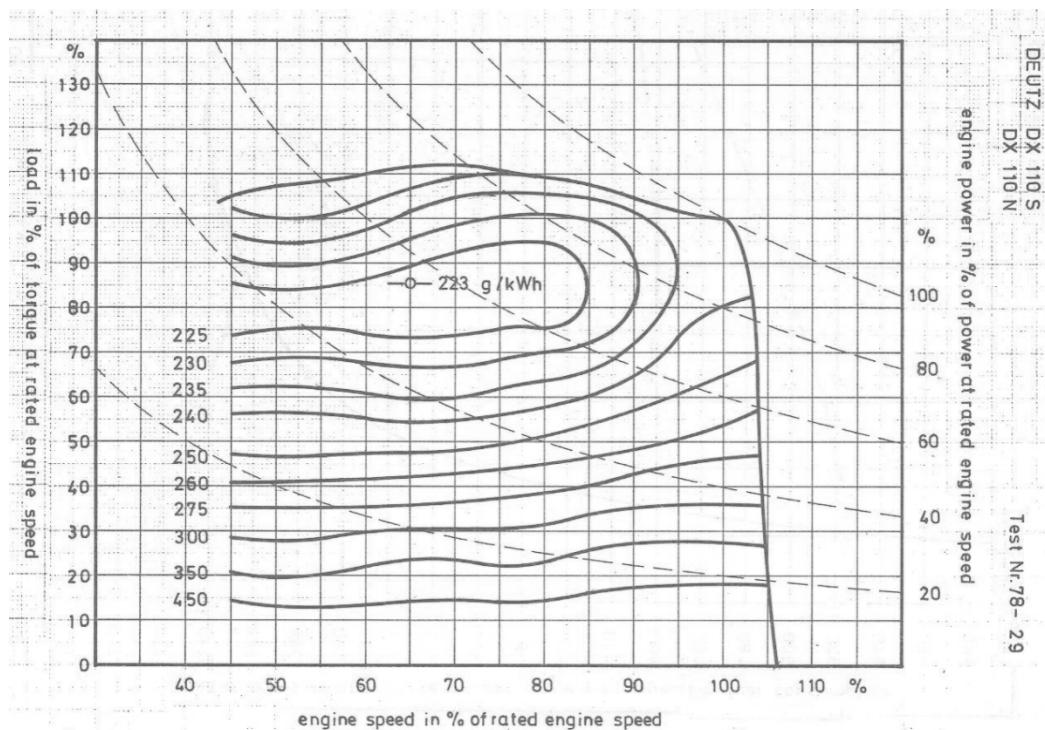
Curvas de isoconsumo

Las curvas de isoconsumo analizan el consumo específico de combustible del motor a distintos niveles de carga y a distintos niveles de aceleración. Al observar estas curvas se aprecia que cuando más se cargan los motores, menor es el consumo específico (a un mismo régimen) y cuanto más se desaceleran los motores (manteniendo un nivel de carga) también se reduce el consumo específico de combustible.

Puede verse en la Figura 79 que el 100% de la carga se considera a aquella que se obtiene con el par motor nominal. A ese régimen también se lo considera a los efectos del análisis de este gráfico el 100% del régimen. Existen distintas curvas con líneas punteadas que indican el porcentaje de

carga que va desde el 100% (aquella que toca al par motor nominal) hasta el 20%. Puede observarse en Figura 79 que a un mismo régimen el consumo se va incrementando en la medida que se descarga el motor. Así, al régimen nominal (100 sobre el eje X) con un 80% de carga el consumo específico será de 240g/kW h mientras que al 40% de carga el consumo estará entre 275 y 300 g/kW h (más cerca de 300). Asimismo, un mismo nivel de carga, implicará un menor consumo específico (y una mayor eficiencia) cuanto más desacelerado esté el motor. Por ejemplo, con un 60% de carga al régimen nominal (100) el consumo específico estará entre 250 y 260 g/kW h mientras que al 80% de ese régimen, ese mismo nivel de carga (60%) implicará un consumo de 225 g/kW h. Por lo tanto, siempre que la labor lo permita será conveniente para sacar la máxima eficiencia desacelerar y cargar el motor. El consumo específico mínimo siempre va a estar ubicado en el lugar del par motor máximo. En esta situación el motor está en su máximo nivel de exigencia y debe recordarse que superado el par máximo el motor se cala, se detiene. En estas situaciones de tanta exigencia pueden sobrevenir sobrecalentamientos que pueden dar lugar a revires de la tapa de cilindros (cuando el motor se queda sin refrigeración porque se detiene) que implicarán una reparación mayor del motor. No es conveniente de ninguna manera que se lleve a los motores a estos niveles de exigencia para evitar estos inconvenientes, más allá de la eficiencia energética que se consigue.

Figura 79: Curvas de isoconsumo del motor del Tractor Deutz DX110

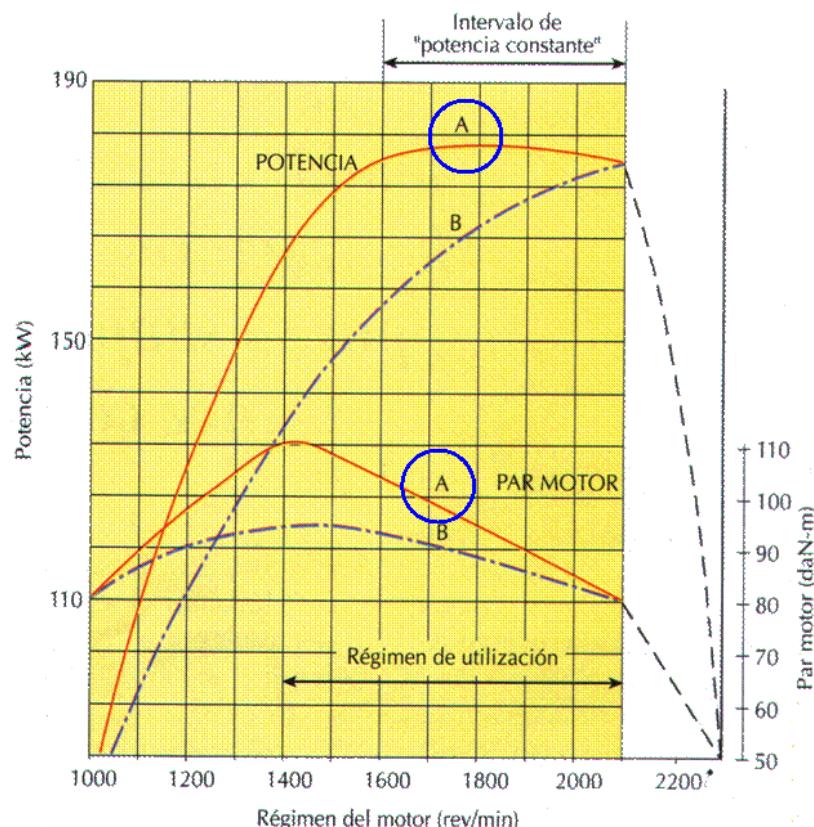


Motores de “potencia constante”

A los motores de alta reserva de par se los suele denominar comercialmente como “de potencia constante” debido a que el importante incremento del par motor en la zona de sobrecarga estable (por reserva de par) compensa la caída de vueltas sufrida en esa zona y en consecuencia la potencia se mantiene relativamente constante (Figura 80). En los motores menos elásticos (como el mostrado

como “B” la potencia cae rápidamente cuando se entra en sobrecarga ya que la caída de vueltas no es compensada por el aumento del par. Como se dijo previamente, motores elásticos, con alta reserva de par permiten ser cargados hasta niveles de carga mayores, sin temor a que las variaciones de esfuerzo que pudiesen aparecer en las labores lleven al motor a calarse. En los motores más inelásticos, ante labores de esfuerzo variable debe dejarse un poco de regulador a favor (no superar el 80% de carga, como recomendación general) para que a la escasa reserva se sume el incremento de carga que puede absorber el regulador, antes de llegar a par nominal. La contrapartida de los motores elásticos es siempre el consumo específico elevado que tendrán, alejado del consumo específico mínimo que es el que se da a par motor máximo. Así como es grande la diferencia entre el par motor nominal y el par motor máximo, también lo es (y en la misma medida) la diferencia entre el consumo específico a régimen nominal y a régimen de par máximo. Son motores de mayor consumo y el abordaje comercial de las distintas empresas mirará con fuerza el parámetro más conveniente con sus objetivos de ventas. En los motores elásticos se enfatizará su gran capacidad para absorber esfuerzos variables, no son “motores amargos” se suele decir, que se paran ante el primer sobreesfuerzo. Los vendedores de tractores inelásticos remarcarán por otro lado el bajo consumo específico que tienen sus motores en todas las labores, no solo en las que demandan absorber variaciones de esfuerzo importantes (labranzas primarias). Los motores inelásticos tendrán siempre una mayor eficiencia del uso del combustible (menor consumo específico).

Figura 80: Dos motores con diferente reserva de par. El motor A, de mayor reserva de par compensa la caída de vueltas con el incremento del par manteniendo a la potencia relativamente constante en un primer intervalo (Adaptado de Márquez Delgado, 2012)



Curvas de motores de regulación mecánica

En la Figura 81 se observan los resultados del ensayo de frenado a través de la TPP de un tractor con motor de regulación mecánica. Se observan en la tabla dos tipos de ensayos. Los de carga constante en la parte superior “*máximo power*” y los de carga parcial (“*Part loads*”) a continuación.

El de potencia máxima es un ensayo de dos horas de duración. El primero de ellos se realizó a régimen nominal y con él se obtuvo la potencia máxima del motor promediando los valores obtenidos durante dos horas de ensayo. A este régimen se lo llama “régimen nominal” y a la potencia “potencia nominal”, mientras que al par se lo llama “par motor nominal”. La potencia nominal es la que lo termina “nombrando”, dándole nombre al motor, el motor de 106CV en este caso, es vendido por su potencia nominal o máxima, aunque el motor solo dará esta potencia cuando se lo acelere al máximo y se lo cargue hasta que el regulador inyecte el máximo volumen de combustible (coincidiendo con el régimen nominal). Si al motor se lo acelera al máximo pero no se lo carga, girará a su régimen máximo, entregando el volumen mínimo de combustible que le permite seguir funcionando, generando la potencia de fricción que le permite seguir moviéndose pero sin entregar nada de potencia útil para el trabajo (a régimen máximo la potencia entregada es 0).

El ensayo de cargas parciales se hace promediando las mediciones de 20 minutos en distintas situaciones de carga. Se analiza en esta situación la respuesta del regulador ante distintas situaciones de carga. El punto 1 representa una carga del 85% de la correspondiente a la nominal (máxima). Los siguientes puntos son porcentajes de dicha carga. El 2 es el 75% de dicha carga (75% del 85%), el 3 es el 50% (50% del 85%), el 4 es el 25% (25% del 85%), el 5 es sin carga (0% de la carga). En este punto 5 se alcanza el régimen máximo de funcionamiento del motor (2279rpm). Se toma como referencia el 85% de carga ya que ha sido un nivel de exigencia generalmente objetivo para motores de tractores sometidos a cargas variables importantes (labranzas primarias), aún en motores de alta reserva de par y se considera prudente dejar un margen de regulador a favor en estas condiciones.

Debajo de estos valores están las cargas parciales al régimen normalizado de la TPP, en este caso categoría II (1000rpm). Puede verse que para alcanzar el régimen normalizado de la TPP categoría II (1000rpm) se debe desacelerar un poco y la potencia máxima alcanzada será inferior a la de régimen nominal (104,6CV en este caso). Luego están los mismos puntos de carga analizados previamente (1)85%, 2) 75% del punto 1 3) 50% del punto 1, etc.).

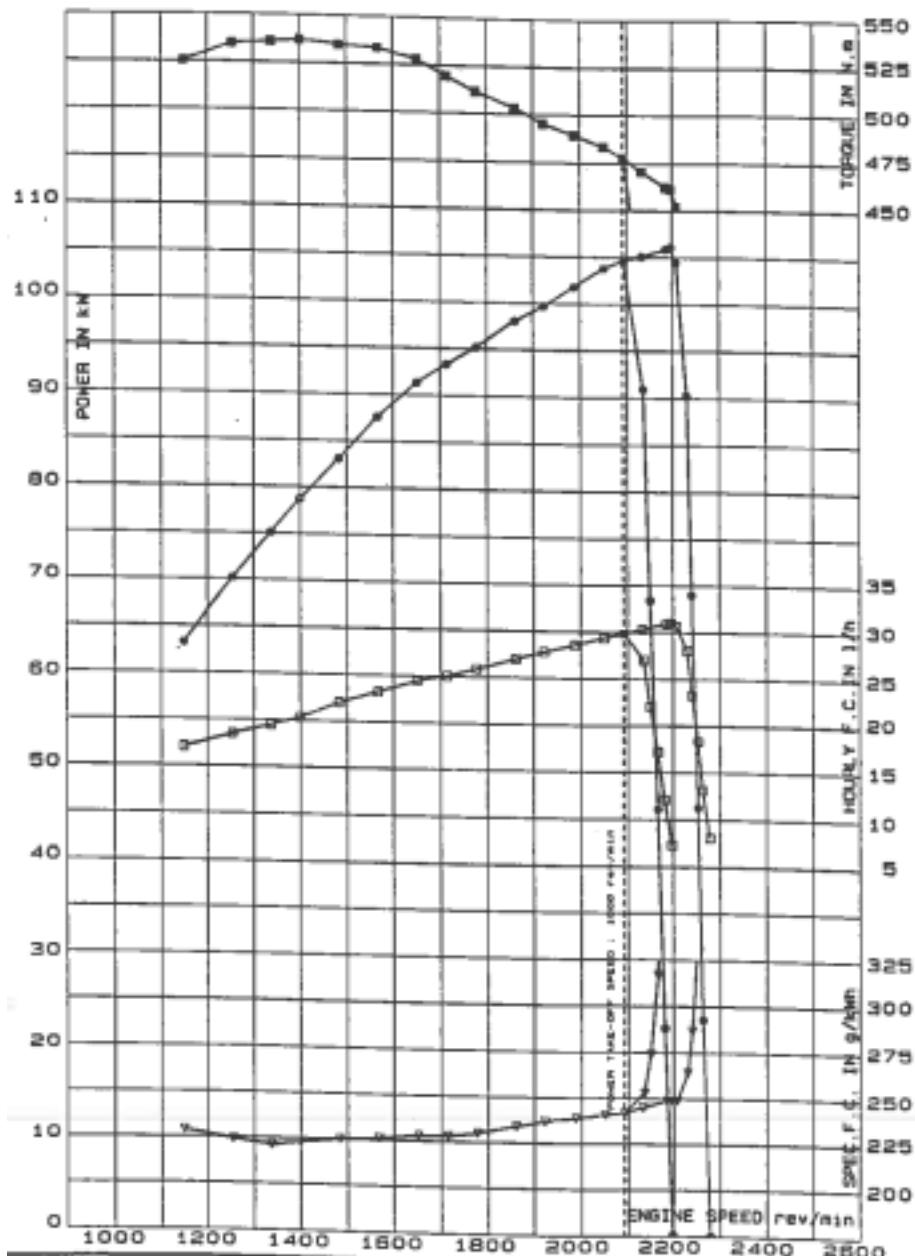
En la **Figura 82** se encuentran representados gráficamente los valores mostrados en las Tablas de Figura 81.

Se aprecia la curva de consumo horario que tiene un comportamiento lineal en la zona de sobrecarga estable. Recuérdese que en esa zona la inyección será constante y máxima por lo que lo único que hace variar el gas oil consumido es el régimen, a menor régimen menor consumo con una tendencia lineal constante.

Figura 81: Tabla con los resultados numéricos del ensayo al motor del tractor Deutz Fahr DX 7.10

Power	Speed		Fuel consumption		Specific energy
	engine	power take-off	hourly	specific	
kW	rev/min	l/h	g/kWh	kWh/l	
MAXIMUM POWER - TWO HOURS TEST					
106,1	2196	1050	30,99	249	3,42
MAXIMUM POWER AT RATED ENGINE SPEED					
106,9	2196	1050	30,99	249	3,42
PART LOADS (governor control being set for maximum power at rated engine speed)					
(1) Torque corresponding to 85% of the torque at maximum power at rated engine speed					
90,3	2230	1067	28,01	264	3,22
(2) 75% of the torque defined in (1)					
69,0	2240	1071	23,27	287	2,97
(3) 50% of the torque defined in (1)					
46,3	2253	1078	18,37	338	2,52
(4) 25% of the torque defined in (1)					
23,6	2264	1083	13,13	474	1,79
(5) Unloaded					
-	2279	1090	8,07	-	-
MAXIMUM POWER AT STANDARD POWER TAKE-OFF SPEED (1000 ± 25 rev/min)					
104,6	2092	1001	29,82	242	3,51
PART LOADS (governor control being set for maximum power at standard power take-off speed)					
(6) Torque corresponding to 85% of the torque at maximum power at standard power take-off speed					
90,9	2136	1022	27,00	253	3,37
(7) 75% of the torque defined in (6)					
68,4	2150	1028	22,06	274	3,10
(8) 50% of the torque defined in (6)					
46,1	2166	1036	17,19	317	2,66
(9) 25% of the torque defined in (6)					
22,7	2181	1043	12,12	455	1,87
(10) Unloaded					
-	2197	1051	7,32	-	-

Figura 82: Representación gráfica del ensayo del motor con las 4 curvas. De arriba hacia abajo curvas de Par (Nm), Potencia(kW) Consumo horario(l/h) y Consumo específico (g/kW h). Se observan las dos curvas de corte del regulador (a régimen máximo y a régimen normalizado de la TPP)



Curvas en motores de regulación electrónica

En la Figura 83 se observa la representación gráfica de las curvas de un motor de regulación electrónica. Se aprecia una zona de acción del regulador muy estrecha, lo que evidencia una capacidad de respuesta de este sistema de regulación mucho más sensible que aquellos que tienen un regulador mecánico, que son solo sensibles a las vueltas del motor. En los motores de regulación electrónica, debe recordarse que la respuesta del regulador obedece a una docena de sensores que están registrando y midiendo numerosos parámetros que hacen al

funcionamiento del motor, no solo del régimen y de esta manera se puede lograr una mayor respuesta con menos caída de vueltas.

Se evidencia que el motor tiene una muy alta reserva de par (48%). No existen motores de regulación electrónica que tengan baja o intermedia reserva de par, todos tienen valores de reserva de par de más del 40%. Estos altos valores de reserva justifican el uso de estos tractores a plena carga (100% de la potencia nominal) a diferencia de los motores de regulación mecánica en que siempre se dejaba un poco de regulador a favor.

En la curva de Potencia se observa no solo que no hay decrecimiento de la potencia en la zona de sobrecarga estable, sino que la potencia sigue creciendo en esta zona y la potencia máxima es sustancialmente superior a la nominal. No obstante, la potencia nominal seguirá siendo la obtenida a régimen nominal (2100rpm, 158kW). Ésta será la potencia por la que se nombrará y se conocerá al motor y por la que se venderá al tractor, la potencia nominal y no la máxima (170kW a 1700rpm). También, cuando se realicen cálculos y armonice este tractor con aperos, debería ser la potencia nominal la que se utiliza. Este incremento de la potencia en los motores de regulación electrónica en la zona de sobrecarga estable (ZSE) se consigue a partir del gran incremento del par que no solo compensa la caída de vueltas que se da sino también la supera (el aumento del par es mayor a la caída de vueltas y por eso la potencia sigue aumentando en la ZSE).

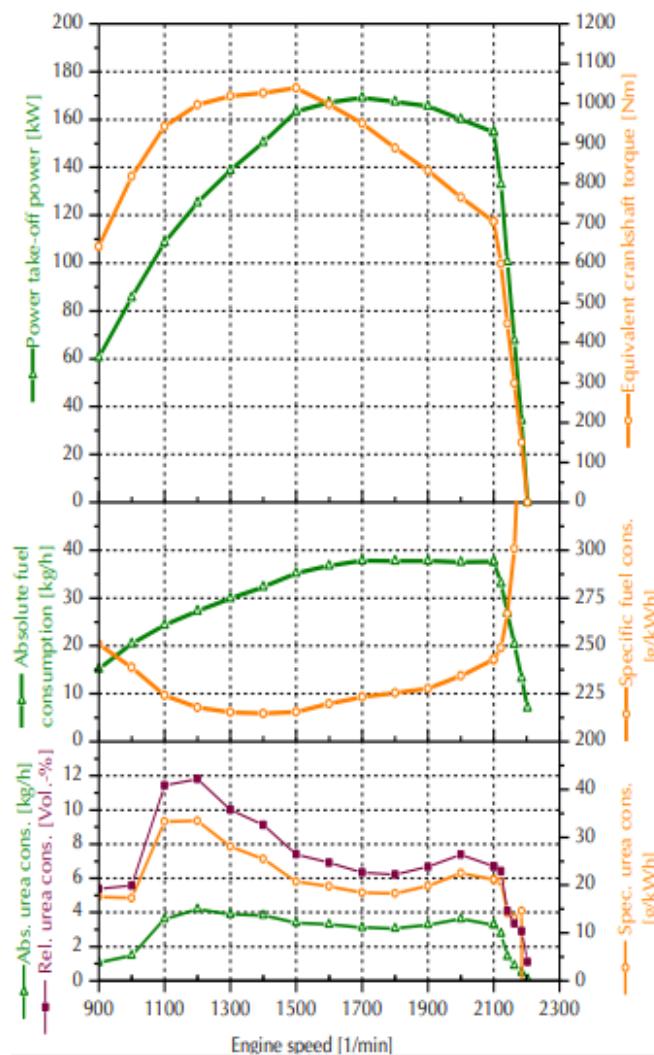
La curva de consumo horario mantiene un valor constante luego de pasar por el valor de régimen nominal. Esto indica que las inyecciones unitarias en la Zona de Sobrecarga Estable seguirán incrementándose en esta primera parte de la Zona (la más cercana a la ZAR) ya que de mantenerse constante y máximas el consumo horario iría bajando por ir reduciéndose el número de tiempos activos por minuto en la medida que se reducen las rpm del motor. Por lo tanto, puede verse que, si el consumo horario se mantiene constante, cuando se están reduciendo el número de ciclos/minuto los volúmenes de inyección unitarios se están incrementando en una primera fase (mientras el consumo horario se mantiene constante). Esto permite afirmar que el incremento del par motor y de la potencia en esta primera etapa de la ZSE no es debido solo a un gran incremento en la masa de aire (como sucedía en los motores de regulación mecánica) sino también a un incremento en el volumen de inyección unitaria.

La curva de consumo específico mantiene una relación inversa con el par, ubicándose el menor valor en el mismo régimen que el Par Motor Máximo (1500rpm). Recuérdese que este tipo de motores tiene un rendimiento térmico sustancialmente mayor a los de regulación mecánica, traduciéndose esto en un menor consumo específico de combustible (ligeramente superior a 210g/kW h).

Las tres curvas inferiores de la Figura 83 muestran el consumo de urea de este motor que presenta reducción catalítica selectiva (SCR) como método para reducir las emisiones de óxidos nitrosos. Las tres curvas refieren al “consumo absoluto” (kg/h) de urea, “consumo específico” (g/kW h) con una lógica similar al consumo específico de combustible relaciona el consumo absoluto de urea con la potencia generada, y el “consumo relativo” (% vol) que relaciona el volumen de urea empleado respecto al volumen de gas oil consumido en cada momento. Puede verse en

estas tres curvas que el consumo de urea es acotado en la zona de acción del regulador y se incrementa sustancialmente cuando se carga el motor. Los mayores consumos de urea se dan cercanos a par motor máximo y por debajo del mismo donde el motor alcanza los máximos rendimientos, las mayores eficiencias, correspondientes con las mayores temperaturas y en consecuencia las mayores emisiones de óxidos nitrosos.

Figura 83: Curvas del motor del Tractor Fendt 724 Vario SCR de regulación electrónica. En la parte superior Par Motor y Potencia, en la parte central Consumo horario y específico, en la parte inferior consumo absoluto, específico y relativo de urea



Los códigos OCDE recomiendan la determinación de 6 puntos de consumo específico que se ven en la Figura 84: a régimen máximo al 100% de la carga y al 80% de la potencia nominal. Luego se desacelera al 90% del régimen nominal y se carga al 40% y al 80%. Por último, se desacelera hasta el 60% del régimen nominal y se carga hasta el 40 y hasta el 60%. En la Figura 85 se observan los resultados de consumo de combustible y urea para 5 de esos puntos para un tractor John Deere. Se verifica nuevamente que cuanto más desacelerado está el tractor menor es el consumo específico (ante un mismo nivel de carga): al 80% de carga consume 240g/kW h

a régimen nominal y 228 g/kW h al 90% de régimen nominal. Además, cuanto mayor es el nivel de carga menor es el consumo (con una misma aceleración): al 90% de aceleración tiene un consumo de 228 g/kW h si está cargado al 80% pero el valor se incrementa hasta 267 g/kW h si el porcentaje de carga se reduce al 40%.

Figura 84: Puntos de consumo solicitados por la normativa OCDE. A régimen nominal 100% de carga y 80% de carga, al 90% del régimen nominal 80% y 40% de carga y al 60% del régimen nominal 60 y 40% de carga (Adaptado de Márquez Delgado, 2012)

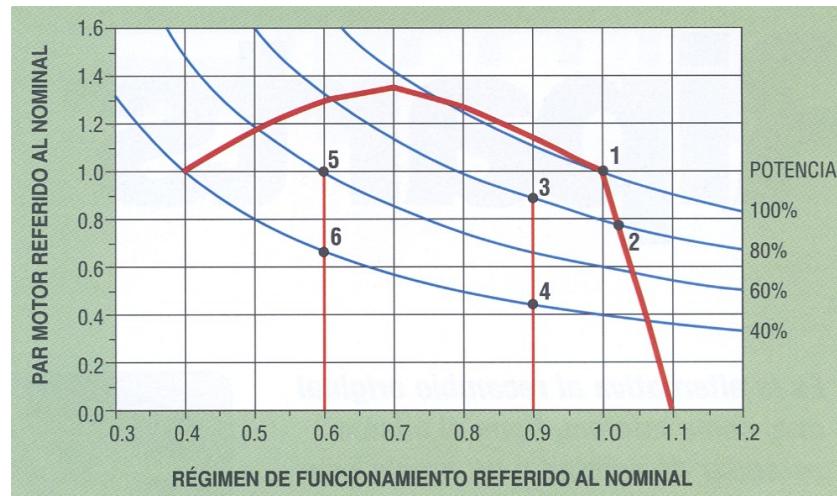


Figura 85: Cinco de los puntos de determinación de consumo de combustible y urea según OCDE para el tractor John Deere 7310R e23

Part load	
Full throttle, 80 % of power at rated speed	
Absolute fuel consumption	38,3 kg/h
Specific fuel consumption	240 g/kWh
Specific urea consumption	5,9 g/kWh
Ratio urea to fuel	1,9 Vol-%
90 % of rated speed, 80 % of power at rated speed	
Absolute fuel consumption	36,2 kg/h
Specific fuel consumption	228 g/kWh
Specific urea consumption	6,2 g/kWh
Ratio urea to fuel	2,1 Vol-%
90 % of rated speed, 40 % of power at rated speed	
Absolute fuel consumption	21,2 kg/h
Specific fuel consumption	267 g/kWh
Specific urea consumption	7,2 g/kWh
Ratio urea to fuel	2,1 Vol-%
60 % of rated speed, 40 % of power at rated speed	
Absolute fuel consumption	18,5 kg/h
Specific fuel consumption	232 g/kWh
Specific urea consumption	8,0 g/kWh
Ratio urea to fuel	2,6 Vol-%
60 % of rated speed, 60 % of power at rated speed	
Absolute fuel consumption	26,4 kg/h
Specific fuel consumption	221 g/kWh
Specific urea consumption	7,9 g/kWh
Ratio urea to fuel	2,7 Vol-%

CAPÍTULO 2

Estabilidad del tractor agrícola

Telmo Palancar

En el trabajo agrícola es importante prevenir y reducir el riesgo en los trabajos relacionados con las máquinas y tractores. El número de accidentes laborales en el agro en 2015 superaba los 32800 casos en Argentina. Los accidentes mortales en 2010 en el agro en Santa Fe superaban a los registrados en el rubro construcción constituyendo el rubro de más accidentes (solo superado por minas y canteras). El índice de gravedad (medido como el número de jornadas perdidas tras el accidente) también supera en un 14% a la construcción con 26 jornadas. Cabe destacar que además hay un alto grado de informalidad entre los trabajadores agrarios y solo un 46% de ellos está registrado, por lo que la cantidad de accidentes totales en el sector será de aproximadamente el doble que los registrados oficialmente.

Los accidentes en explotaciones agropecuarias no se dan solo en Argentina. En Estados Unidos el agro es el sector con mayor tasa de fallecidos: 24 fallecidos por año cada 100000 trabajadores, número similar al de Argentina que promedia 25 (en el período 2010-2015).

En estadísticas relevadas por la Universidad de Navarra (Arana *et al.*, 2010) se encontró que las personas de mayor edad, así como niños y personas sin relación con el agro (dueños de campos o familiares que se suben al tractor el fin de semana, cuando van de visita pero que no trabajan diariamente con máquinas) son las que más comúnmente se accidentan, asociadas a escases de reflejos en los ancianos y a falta de preparación en niños y en ajenos al agro. También se verifica que los fines de semana son los días que más accidentes ocurren. En las últimas horas del día se dan más frecuentemente accidentes, relacionado con el cansancio que se verifica en ese horario y la falta de atención y reflejos en las mismas.

La tecnología con la que cuenta cada tractor y el confort que brinda al operario puede ayudar (o no) a reducir el riesgo por cansancio o fatiga. Tractores con cabinas insonorizadas, aire acondicionado, asientos con suspensión, amplia visión, mandos que se accionan sin grandes esfuerzos colaboran con llegar al final de la jornada más descansado y con menor posibilidad de riesgos laborales (Figura 86).

Figura 86: Puesto de conducción muy poco confortable (Izquierda) y cabina de tractor confortable y con mandos concentrados en panel ubicado a la derecha lo que reducirá los riesgos por fatiga (Derecha)



Cerca del 60% de los accidentes fatales en el sector agrícola ocurren con máquinas y casi siempre con el tractor. El aplastamiento por vuelco del tractor es una de las principales causas de muerte.

La probabilidad de vuelco del tractor está relacionada a parámetros geométricos como la distancia entre ejes o batalla, la distancia entre planos medios de neumáticos del mismo eje o trocha y la altura del centro de gravedad. El peso del tractor, como se verá, no influye en su posibilidad de vuelco. Un tractor más pesado no es más ni menos estable que uno más liviano.

Para resolver las distintas problemáticas relacionadas con la estabilidad del tractor se recurre a ecuaciones que parten de las tres leyes fundamentales de Newton que son:

Primera ley o principio de inercia: un cuerpo estará en equilibrio cuando la sumatoria de fuerzas que actúan sobre él es nula, esto se da tanto cuando el tractor o máquinas están quietos o cuando los mismos avanzan en línea recta a velocidad constante.

$$\Sigma F_x = 0 ; \Sigma F_y = 0 ; \Sigma M = 0$$

Segunda ley o principio de masa: Cuando sobre un cuerpo se aplica una fuerza el mismo se acelera y la aceleración es proporcional a la fuerza aplicada e inversamente proporcional a la masa del cuerpo.

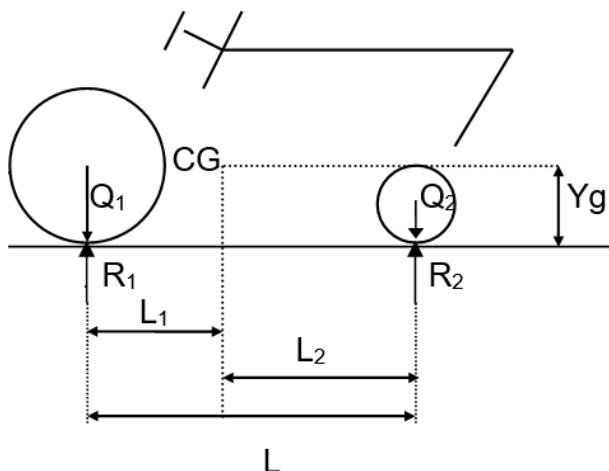
$$F = m \times a$$

Tercera ley o principio de acción y reacción: Cuando un cuerpo ejerce una fuerza sobre un segundo objeto este último genera una fuerza de igual magnitud y dirección, pero de sentido contrario sobre el primer objeto.

Determinación de la ubicación anteroposterior del centro de gravedad

Para determinar en qué posición se encuentra el centro de gravedad se pesa al tractor en ambos ejes en un plano horizontal y se plantea sumatoria de momentos en el punto de apoyo de la rueda trasera.

Figura 87: Tractor de diseño convencional en reposo con las componentes del peso sobre el eje trasero (Q_1) y delantero (Q_2). De acuerdo a la tercera ley de Newton aparecen reacciones en el suelo de igual magnitud y sentido contrario a las acciones (R_1 y R_2)



Como se ve en la Figura 87 el tractor tendrá su peso total repartido entre dos ejes, delantero Q_2 y trasero Q_1 . En los tractores de diseño “convencional” (así llamados porque fueron los más empleados durante mucho tiempo) hay un solo eje motriz que es el trasero y el eje delantero es directriz, no recibe tracción y las ruedas del mismo permiten controlar la dirección de avance. En estos tractores la mayor parte del peso recae sobre el eje trasero (66% o 2/3 en términos generales) quedando el tercio restante en el eje delantero. Consecuentemente, el centro de gravedad del cuerpo se encuentra desplazado hacia la parte trasera del mismo. Llamando L a la batalla o distancia entre ejes puede advertirse que L_1 (distancia entre el plano vertical que contiene al centro de gravedad y el plano vertical que contiene al eje trasero) será menor que L_2 (distancia desde el centro de gravedad al plano que contiene el eje delantero).

Para determinar L_1 , una de las coordenadas del centro de gravedad, debe pesarse el tractor en el eje delantero (Q_2) y trasero (Q_1) y determinar la batalla (L) y plantear sumatoria de momentos en el punto de apoyo del eje trasero (punto 1) (Figura 88).

Como el tractor está detenido, está en equilibrio, se cumple la primera ley de Newton, y la sumatoria de fuerzas en X, en Y y de momentos en cualquier punto del cuerpo es nula. Tomando como positivos los momentos horarios y negativos los antihorarios se puede ver que la Fuerza Q_t pasa de arriba hacia abajo a la derecha del punto 1, lo que genera un momento horario (positivo) mientras que la Fuerza R_2 pasa a la derecha del punto, pero de abajo hacia arriba generando un momento antihorario (negativo). Las distancias a las que pasan ambas fuerzas del

punto 1 son L_1 (Q_t) y L (Q_2). Tomar como positivos los momentos horarios y negativos los antihorarios es solo una convención. Se podría utilizar una lógica inversa (momento horario negativo y antihorario positivo) y los resultados a los que se llegaría serían idénticos. Las convenciones son siempre arbitrarias, pero es muy importante en cualquier deducción mantenerlas durante todo el análisis.

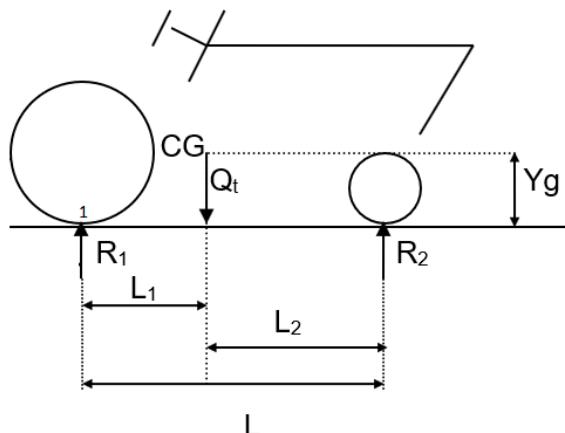
$$\sum M_1 = 0 = +Q_t \cdot L_1 - R_2 \cdot L$$

De aquí se puede despejar L_1 que será igual a:

$$L_1 = \frac{R_2 \cdot L}{Q_t} = \frac{Q_2 \cdot L}{Q_t}$$

Obsérvese que la reacción R_2 será igual a Q_2 cuando el tractor esté estático sobre un plano horizontal.

Figura 88: Tractor convencional estático y horizontal. Con una balanza se han determinado las reacciones R_1 y R_2 , cuya sumatoria es igual a Q_t . Tomando momento en el punto 1 se puede determinar la coordenada L_1



Determinación de la altura del centro de gravedad

Para determinar la altura del centro de gravedad debe generarse un plano inclinado (de ángulo conocido) colgando al tractor del eje delantero y medirse la reacción en el eje delantero (con un dinamómetro) o en el trasero (con una balanza). La reacción en el otro eje se calculará por diferencia con Q_t (Figura 89).

Tomando momento en el punto de apoyo de la rueda trasera sobre el suelo (punto 1), se observa que la fuerza R'_1 pasa por el punto por lo que no genera momento. Las fuerzas que generan momentos positivos (horarios) son la componente en y del Q_t y la componente en x de R'_2 . Las que generan momentos negativos (antihorarios) son la componente en x del Q_t y la componente en y de R'_2 . Las distancias a las que pasan las componentes en y de cada una de

las dos fuerzas será L_1 (para Q_t) y L (para R'_2) pero a ambas distancias se les deberá adicionar el segmento a, detallado en la

Figura 90. Las distancias a las que pasan las componentes en x de cada una de las dos fuerzas será Y_g (para Q_t) y r_1 (radio de la rueda delantera, para R'_2) pero a ambas distancias se les deberá restar el segmento b, detallado en la

Figura 90.

Finalmente, tomando momentos en el punto 1, de la Figura 89 queda:

$$\sum M_1 = 0 = +Q_t \cdot \cos \alpha \cdot (L_1 + a) - R'_2 \cdot \cos \alpha (L + a) - Q_t \cdot \sin \alpha (Y_g - b) + R'_2 \cdot \sin \alpha (r_1 - b)$$

Se despeja Y_g

$$Q_t \cdot \sin \alpha (Y_g - b) = +Q_t \cdot \cos \alpha \cdot (L_1 + a) - R'_2 \cdot \cos \alpha (L + a) + R'_2 \cdot \sin \alpha (r_1 - b)$$

$$Y_g = \frac{+Q_t \cdot \cos \alpha \cdot (L_1 + a) - R'_2 \cdot \cos \alpha (L + a) + R'_2 \cdot \sin \alpha (r_1 - b)}{Q_t \cdot \sin \alpha} + b$$

El Q_t se habrá medido previamente pesando al tractor en cada eje, R'_2 se habrá determinado al levantar al tractor con el aparejo/balanza, el ángulo α se conoce al igual que la batalla (L) y también el radio de ambas ruedas. Los valores a y b se pueden deducir por trigonometría (**Figura 90**).

$$a = r_1 \cdot \sin \alpha$$

$$b = r_1 - r_1 \cdot \cos \alpha$$

Figura 89: Tractor colgado del tren delantero (donde se determina R'_2 con un dinamómetro) para la determinación de la altura del centro de gravedad

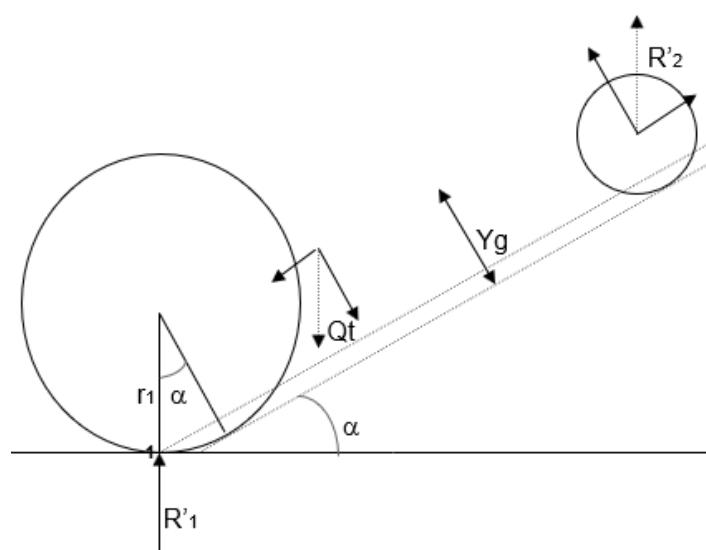
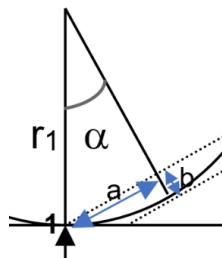


Figura 90: Detalle de las distancias “a” y “b” que influyen en el cálculo del Y_g

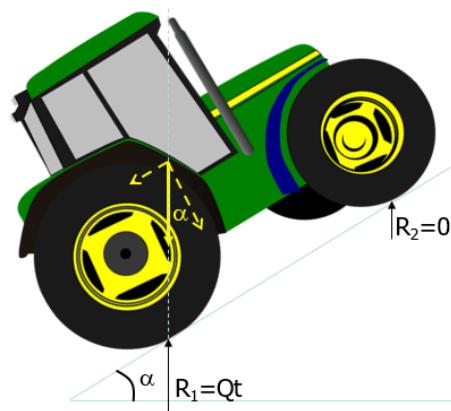


La altura del centro de gravedad (Y_g) influye en la posibilidad de vuelco de los tractores, cuanto más alta sea, mayor será la posibilidad de vuelco tanto anteroposterior como lateral. Los tractores deben tener capacidad de paso, posibilidad de sortear obstáculos, evitar que, ante suelos blandos, la panza del tractor toque el suelo y se encaje, poder pasar cultivos de escaso desarrollo por debajo de su panza sin dañarlos. Todo ello hace que tengan un centro de gravedad alto, factor que ayuda a que sea un vehículo inestable, fácil de volcar.

Ángulo límite de vuelco anteroposterior

Cuando el tractor está en un plano horizontal, sobre el tren delantero recae el Q_2 y sobre el trasero el Q_1 y esas serán las reacciones en el suelo. En la medida que el tractor se inclina hacia atrás la reacción en el tren trasero irá aumentando y reduciéndose la reacción en el tren delantero. Si la inclinación sigue aumentando llegará un momento en que la reacción en el tren trasero será el Q_t y la reacción en el delantero será 0. Esa será la condición límite y al ángulo que se forma se lo llama ángulo límite. Superado ese ángulo el tractor volcará. En la condición límite se da que la recta de acción de la fuerza Q_t pasa por el punto de apoyo de la rueda trasera. Antes de alcanzar dicho ángulo la recta de acción pasará entre ambos ejes y el tractor se mantendrá estable. Superado el ángulo límite, la recta de acción pasa por detrás del punto de apoyo y el momento de vuelco será mayor al momento restituyente, produciéndose el vuelco.

Figura 91: Ángulo límite de vuelco anteroposterior. Cuando se alcanza dicho ángulo, la recta de acción de la Fuerza Q_t pasa por el punto de apoyo de la rueda trasera



En la situación límite (ángulo límite) el momento restituyente generado por la componente en Y del Q_t es igual al momento de vuelco generado por la componente en X de la fuerza Q_t . Se puede deducir en esa situación el ángulo límite tomando momentos en el punto de apoyo de la rueda trasera (Figura 91). La componente en Y de Q_t genera un momento horario (positivo) y la componente en X un momento antihorario (negativo)

$$\sum M_1 = 0 = + Q_t \cdot \cos \alpha \cdot L_1 - Q_t \cdot \sin \alpha \cdot Yg$$

$$Q_t \cdot \cos \alpha \cdot L_1 = Q_t \cdot \sin \alpha \cdot Yg$$

$$\cos \alpha \cdot L_1 = \sin \alpha \cdot Yg$$

$$\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \tan \alpha = \frac{L_1}{Yg}$$

$$\alpha_{límite} = \tan^{-1} \frac{L_1}{Yg}$$

Puede concluirse que cuanto más alto esté el centro de gravedad menor será el ángulo límite que puede ascender el tractor (más inestable será). De la misma manera cuanto mayor sea L_1 (relacionado con tractores de mayor batalla) mayor será el ángulo que puede subir (más estable será). Tractores largos son más estables que los más cortos. Los más cortos tienen más maniobrabilidad, pueden girar en menores distancias, dejando menos cabeceras, pudiendo doblar dentro de un invernáculo con facilidad, pero son más inestables (Figura 92). Por último, puede verse que el peso (Q_t) no influye en la posibilidad de vuelco del tractor, no es que un tractor más pesado es más estable que uno más liviano (como habitualmente se piensa). Obsérvese que es el propio peso el que hace volcar al tractor y el mismo peso el que lo sostiene, y en la expresión final de cálculo del ángulo límite el peso no aparece como variable. Tanto la batalla como la altura del centro de gravedad de un tractor son parámetros no modificables.

Figura 92: Tractor de batalla chica, 2,2m (Izquierda) y tractor de gran batalla, 2,65m (Derecha)



Con un análisis semejante se podría deducir el ángulo límite de vuelco anteroposterior hacia adelante, donde el tractor estaría bajando por una pendiente tan empinada que volcaría alrededor del eje delantero, pero hacia adelante. Se debería tomar momento en el punto de apoyo de la rueda delantera, la componente Q_t en X generaría el momento de vuelco y tendría un brazo de palanca de Y_g y la componente Q_t en Y generaría el momento restituyente y su brazo de palanca sería L_2 . De manera análoga al cálculo del ángulo límite hacia atrás, para el ángulo límite hacia adelante se llegaría a:

$$\alpha_{\text{límite hacia adelante}} = \tan^{-1} \frac{L_2}{Y_g}$$

Como L_2 es un valor mayor a L_1 para los tractores convencionales también será mayor el ángulo límite de vuelco hacia adelante que el de vuelco hacia atrás (es más probable un vuelco hacia atrás que hacia adelante en los tractores convencionales). En los tractores de diseño convencional el ángulo límite hacia atrás puede estar en los 35-40° mientras que el máximo valor hacia adelante puede estar en los 60°. En los FWA o asistidos, la distribución de pesos estática es 60% atrás y 40% adelante, sucediendo algo parecido en cuanto a estabilidad anteroposterior a lo de los convencionales. En los 4WD en cambio, la relación se invierte (40% atrás y 60% adelante o incluso 30% atrás-70% adelante) con lo que la probabilidad de vuelco se invierte, es más fácil volcar hacia adelante estos tractores que hacia atrás, cuando circulan en vacío. Cuando arrastran herramientas la fuerza de tracción genera un momento contrario al momento de vuelco hacia adelante lo que reduce en gran medida dicha situación como se verá más adelante.

En la Figura 93 se ven dos tractores con distinta altura del centro de gravedad, uno con más capacidad de paso y en consecuencia más inestable y el otro con el centro de gravedad más bajo, pero con muy poco despeje. Se denomina despeje a la distancia entre el suelo y la parte más baja de la panza del tractor. A los tractores con alto despeje se los suele denominar “cañeros”.

Figura 93: Tractor convencional con el centro de gravedad alto (Izquierda) y tractor especial con el centro de gravedad muy bajo apto para trabajar en laderas (Derecha)



Otras máquinas con el centro de gravedad muy elevado, y, en consecuencia, muy inestables son las pulverizadoras autopropulsadas, llamadas comúnmente “mosquitos” que para tener mucho despeje y poder pasar por encima de los cultivos aún en momentos tardíos del desarrollo, presentan el centro de gravedad muy elevado. Algo que incrementa aún más la posibilidad de vuelco con estas máquinas es que se desplazan a velocidades muy altas trabajando, más de 20km/h, lo que en curvas incrementa en gran medida la posibilidad de vuelcos laterales (Figura 94).

Figura 94: Las pulverizadoras autopropulsadas o “mosquitos” presentan el centro de gravedad muy elevado lo que las vuelve inestables



Ángulo límite de vuelco lateral

Para analizar esta situación se observa el tractor desde su parte trasera (Figura 95). En la situación límite la rueda que se encuentra en la parte inferior de la pendiente recibe todo el peso y la otra rueda se queda sin reacción. El peso total, Qt , se descompone en dos componentes: en X (que trata de volcar al tractor) y en Y que trata de mantenerlo (restituyente). Para averiguar el ángulo límite de vuelco lateral se toma momento en el punto de apoyo de la rueda que se encuentra pendiente abajo (punto medio). La componente en X tiene un brazo de palanca respecto a dicho punto igual a la altura del centro de gravedad (Yg) mientras que la componente en Y pasa a una distancia de la mitad de la trocha del tractor ($T/2$). Se denomina Trocha a la distancia entre los planos medios de los neumáticos de un mismo eje. Tomando momento en el punto 1 queda:

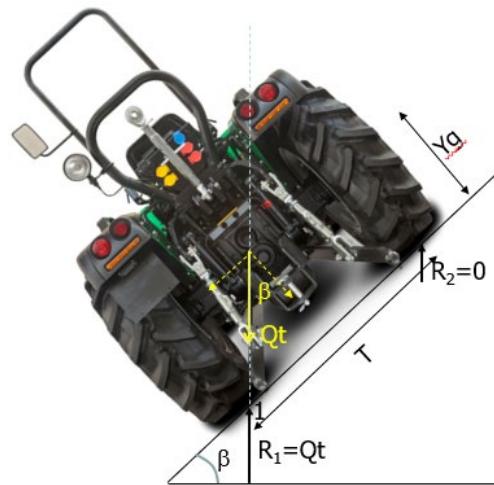
$$\sum M_1 = 0 = +Qt \cdot \cos \beta \cdot \frac{T}{2} - Qt \cdot \sin \beta \cdot Yg$$

$$Qt \cdot \cos \beta \cdot \frac{T}{2} = Qt \cdot \sin \beta \cdot Yg$$

$$\frac{\sin \beta}{\cos \beta} = \tan \beta = \frac{T/2}{Yg}$$

$$\beta_{límite} = \tan^{-1} \frac{T/2}{Yg}$$

Figura 95: Ángulo límite de vuelco lateral. En la situación límite la recta de acción de Q_t pasa por la rueda que apoya en la parte inferior de la pendiente mientras que la rueda pendiente arriba se queda sin reacción



Puede verse que cuanto más alto se encuentre el centro de gravedad menor será el ángulo límite de vuelco lateral (más inestable el tractor) y cuanto mayor sea la trocha mayor será el ángulo límite de vuelco lateral (más estable el tractor). En la Figura 96 pueden apreciarse tractores de distinta trocha. A los de poca trocha suele llamarlos "viñateros" por su capacidad de poder pasar en el espacio interfilar de los cultivos de vid. El peso total del tractor, Q_t , tampoco influye en su posibilidad de vuelco lateral. A diferencia del resto de los parámetros, la trocha de un tractor (tanto delantera, como trasera) puede modificarse de distintas maneras. La trocha es modificada para reducir el pisado de las plantas (cuando el tractor debe transitar cultivos en desarrollo) y también cuando se trata de lograr un tiro centrado de algunos aperos. Para reducir la posibilidad de vuelco lateral puede aumentarse la trocha a su valor máximo. Los valores de ángulo límite de vuelco lateral en los tractores suelen estar en los 40-50°.

Figura 96: Tractor con trocha escasa (Izquierda) y con trocha importante (Derecha)



Si bien en la pradera pampeana las pendientes son reducidas es común que los tractores se utilicen en tareas de compactación de silaje de maíz, en los que para favorecer la fermentación láctica (anaeróbica) debe acumularse el forraje y compactarlo (para quitarle el aire) antes de taparlo con un film plástico. Para la compactación se usa habitualmente el pasaje sucesivo de tractores que apisonan la pila en la medida que se va formando. En estos trabajos los tractoristas se encuentran frecuentemente en situaciones de pendientes peligrosas. En estas situaciones debería aumentarse la trocha de los tractores a su valor máximo para reducir la posibilidad de vuelco lateral y para reducir la posibilidad de vuelco anteroposterior se aconseja subir las pendientes marcha atrás y bajarlas marcha adelante que es la situación menos riesgosa (Figura 97) ya que el ángulo de vuelco hacia adelante es mucho mayor que el de vuelco hacia atrás.

También debe prestarse atención a situaciones de relieve irregular que pueden dar lugar a vuelcos como proximidad a zanjas, canales, acequias, tocones de árboles, piedras que puedan inclinar excesivamente al tractor.

Figura 97: Situación de vuelco generada en la compactación de silos (Izquierda) Recomendación de maniobra para reducir el riesgo de vuelco ante pendiente excesiva anteroposterior (Derecha)



Otras situaciones que pueden generar vuelco

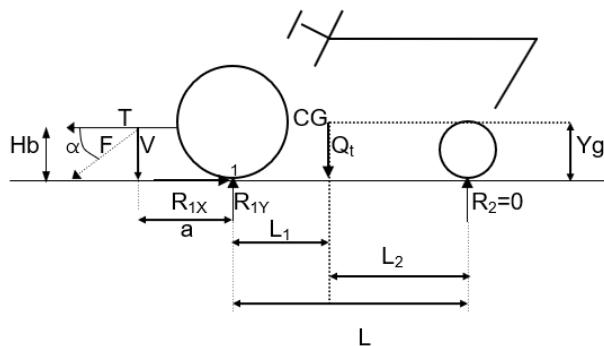
El vuelco anteroposterior o lateral puede darse no solo por exceder el ángulo límite que tenga cada tractor, si no por un conjunto de condiciones que inclusive pueden confluir para generar el vuelco. El realizar esfuerzos muy elevados con la barra de tiro muy alta, el doblar a muy alta velocidad y las aceleraciones instantáneas bruscas pueden generar o aumentar la posibilidad de vuelco anteroposterior y lateral.

Fuerza de tiro límite

Cuando el tractor está realizando un esfuerzo de tiro, se generan momentos que tratan de volcar el tractor hacia atrás. Se puede despejar la fuerza límite que podría hacer un tractor antes de volcar hacia atrás. En dicha situación la reacción en el tren delantero sería nula (las ruedas del eje delantero dejarían de apoyar). Previo a esta situación límite el tractorista podrá advertir

“falta de dirección”, es decir, las ruedas delanteras tienen poco apoyo y cuando quiere doblar no lo consigue o le lleva una mayor distancia conseguir el giro por la falta de reacción sobre las ruedas delanteras.

Figura 98: Fuerza límite que puede realizar un tractor. Cuando el tractor haga esa fuerza la reacción en el tren delantero será nula. Previo a esa situación el tractorista advierte la “falta de dirección”



Para calcular la fuerza límite que genera el vuelco se toma momento en el punto de apoyo de la rueda trasera (punto 1, Figura 98) recordando que en esta situación límite la reacción en el tren delantero será nula ($R_2=0$). La fuerza Q_t genera un momento restituyente de sentido horario (positivo) y las dos componentes de la Fuerza F , la horizontal T y la Vertical V , generan momentos antihorarios de vuelco (negativos). La fuerza T es la componente horizontal del esfuerzo y se puede expresar como $F \times \cos\alpha$ y tiene un brazo de palanca igual a la altura de la barra de tiro (H_b) mientras que V es la componente vertical del esfuerzo, se puede expresar como $F \times \operatorname{sen}\alpha$ y tiene un brazo de palanca igual al largo de la barra de tiro (a). No todos los esfuerzos tienen una componente vertical de succión. Sí lo pueden tener los arados de reja y vertedera, los cindeles y descompactadores. Las reacciones R_{1X} y R_{1Y} no generan momento porque pasan por el punto 1 y las componentes Q_1 y Q_2 no son tenidas en cuenta porque se está tomando en consideración la resultante de ambas que es Q_t .

$$\sum M_1 = 0 = +Q_t \cdot L_1 - F \cdot \cos \alpha \cdot H_b - F \cdot \sin \alpha \cdot a$$

Tomando Factor común F

$$F \cdot (\cos \alpha \cdot H_b + \sin \alpha \cdot a) = Q_t \cdot L_1$$

$$F_{límite} = \frac{Q_t \cdot L_1}{(\cos \alpha \cdot H_b + \sin \alpha \cdot a)}$$

Si en lugar de Q_t se hubiera tomado Q_1 y Q_2 , Q_1 no generaría momento por pasar también por el punto 1 y Q_2 tendría un brazo de palanca de L (batalla).

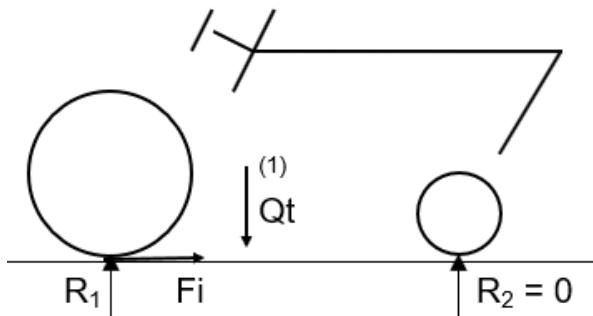
$$F_{límite} = \frac{Q_2 \cdot L}{(\cos \alpha \cdot H_b + \sin \alpha \cdot a)}$$

El momento que genera $Q_2 \times L$ es idéntico al que genera $Qt \times L_1$ por lo que el valor de Fuerza límite que se calcule será el mismo. En estas expresiones se aprecia que si quiere aumentarse el valor de Fuerza límite que se necesita hacer puede reducirse el brazo de palanca de ambas componentes de vuelco (T y V) bajando la barra de tiro y acortándola todo lo que se pueda.

Aceleración límite

Cuando se suelta muy rápido el embrague se siente un tirón en el vehículo dado por el cambio brusco de velocidad: la aceleración, que implica salir del estado de reposo para pasar al movimiento. En esta situación se cumple la segunda ley de Newton, y en un único lugar se da que la suma de momentos es igual a 0, ese lugar es el centro de gravedad del cuerpo, del tractor en este caso, simbolizado con el número 1 en la Figura 99. En el caso de la aceleración límite, el cambio de velocidad sería tan grande que haría volcar al tractor hacia atrás, dejándolo sin reacción en el tren delantero. Tomando momento en el punto 1 (CG) se observa que R_1 genera un momento horario, restituyente (positivo) y la Fuerza de Inercia (Fi) dada por la aceleración genera un momento antihorario, de vuelco (negativo). Como es la situación límite, la rueda está dejando de apoyar en el tren delantero ($R_2=0$) y en consecuencia todo el peso del tractor recaerá en el tren trasero ($R_1=Qt$). La fuerza de inercia, de acuerdo a la segunda ley de Newton se puede calcular como la masa (del tractor) por la aceleración y la masa es el peso (Qt) dividido la aceleración de la gravedad ($g=9,8\text{m/s}^2$).

Figura 99: Tractor acelerándose. En el caso de la aceleración límite la reacción en el eje delantero se hace 0



$$\sum M_1 = 0 = +R_1 \cdot L_1 - Fi \cdot Yg$$

$$Qt \cdot L_1 = m \cdot a \cdot Yg = \frac{Qt}{g} \cdot a \cdot Yg$$

Queda Qt en ambos términos por lo que se simplifica y se puede despejar la aceleración límite:

$$a_{límite} = \frac{L_1 \cdot g}{Yg}$$

Suponiendo un L_1 de 0,85m y una altura del centro de gravedad de 0,7m el cálculo arrojaría:

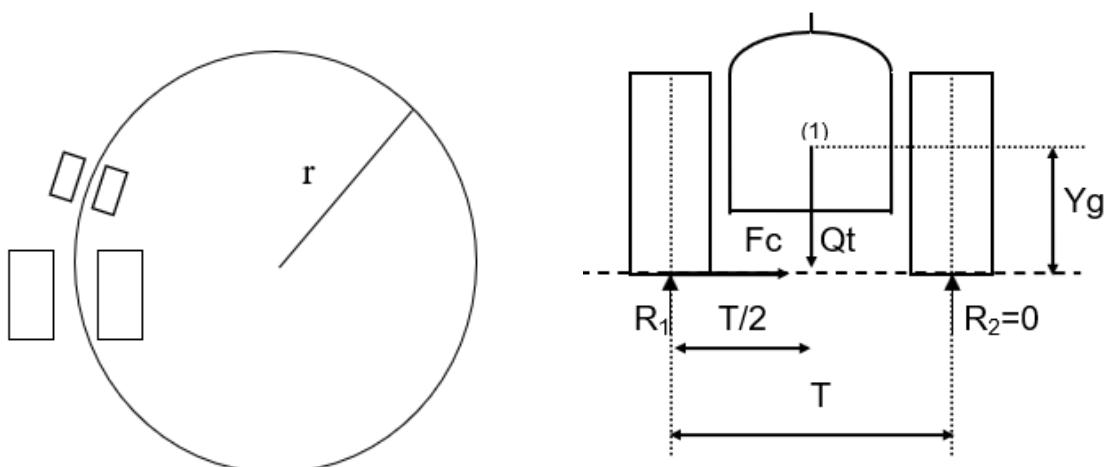
$$a_{límite} = \frac{0,85m \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}{0,7m} = 11,9 \text{ m/s}^2$$

Puede verse que la aceleración que se necesita para volcar al tractor es muy grande, implicaría un cambio de velocidad de 11,9m/s en un segundo, es decir pasar del reposo (0km/h) a 11,9m/s (42,8km/h) en un segundo, cosa muy poco probable. Es decir que será muy difícil solo por excesiva aceleración volcar al tractor, pero puede ser un factor que ayude al vuelco si está asociado a una pendiente ascendente, un elevado esfuerzo de tiro, etc.

Tractor doblando una curva cerrada

Cuando el tractor toma una curva deja de estar en equilibrio y puede sobrevenir un vuelco lateral si la curva que se toma es muy cerrada o si se toma a mucha velocidad (ambos factores en simultáneo agravan la situación, curva cerrada y alta velocidad). Por estar en una curva el cuerpo no estará en equilibrio y nuevamente el único lugar donde la sumatoria de momentos es igual a cero es el centro de gravedad por lo que allí se tomará momentos para la deducción (Figura 100).

Figura 100: Tractor tomando una curva cerrada. Vista en planta (Izquierda) Vista posterior con el detalle de las fuerzas actuantes. En la situación límite la reacción en la rueda interna a la curva es $R_2=0$ (Derecha)



En la situación límite, la reacción sobre la rueda más cercana al centro de la curva será nula ($R_2=0$) y todo el peso en consecuencia recaerá en la rueda de la parte externa a la curva ($R_1=Qt$). En la misma rueda aparece la Fuerza centrípeta generando un momento de vuelco, antihorario (negativo), siendo la reacción R_1 (Qt) la que genera un momento restituyente, horario (positivo). La fuerza centrípeta se calcula como masa por aceleración centrípeta ($m \times ac$) siendo la masa el peso dividido la aceleración de la gravedad ($m = Qt/g$) y la aceleración centrípeta igual al cuadrado de la velocidad angular por el radio de la curva ($ac = \omega^2 \times r$) pudiendo expresarse la velocidad angular como la velocidad tangencial (o velocidad de avance del tractor) dividido el radio de la curva ($\omega = Vt/r$). Tomando momentos en el punto 1 (centro de gravedad del tractor, Figura 100) queda:

$$\sum M_1 = 0 = +R_1 \cdot \frac{T}{2} - Fc \cdot Yg$$

$$R_1 \cdot \frac{T}{2} = Fc \cdot Yg$$

$$Qt \cdot \frac{T}{2} = m \cdot ac \cdot Yg = \frac{Qt}{g} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot Yg = \frac{Qt}{g} \cdot \frac{Vt^2}{r^2} \cdot r \cdot Yg = \frac{Qt}{g} \cdot \frac{Vt^2}{r} \cdot Yg$$

$$Qt \cdot \frac{T}{2} = \frac{Qt}{g} \cdot \frac{Vt^2}{r} \cdot Yg$$

Simplificando

$$\frac{T}{2} = \frac{Vt^2 \cdot Yg}{g \cdot r}$$

De esta ecuación se puede despejar la velocidad máxima a la que se puede tomar una curva de radio “r” y el radio mínimo que tiene que tener una curva cuando se avanza a una determinada velocidad de avance “Vt” para no volcar:

$$r_{mínimo} = \frac{Vt^2 \cdot Yg}{g \cdot T/2}$$

$$V_{máxima} = \sqrt{\frac{r \cdot g \cdot T/2}{Yg}}$$

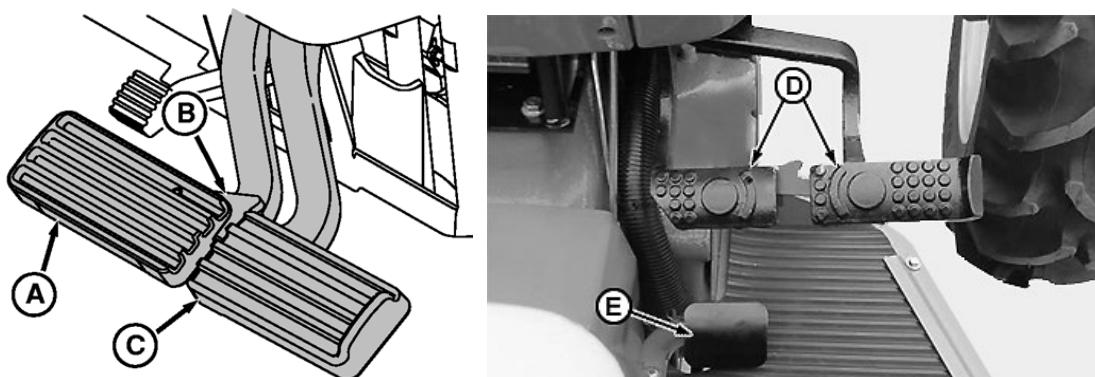
De la expresión de radio mínimo se observa que cuanto mayor es la altura del centro de gravedad, menor la trocha y mayor la velocidad, mayor será el radio de la curva a tomar (curva más abierta) pero se aprecia en esta ecuación que la velocidad influye al cuadrado en el radio de la curva. Si se duplica la velocidad, el radio mínimo de la curva se cuadruplicará. Aumentar la trocha, que es el único parámetro geométrico modificable brindará más estabilidad.

En la expresión de velocidad máxima se observa que cuanto mayor es el radio de la curva que se toma, mayor la trocha del tractor y menor la altura del centro de gravedad mayor será la velocidad a la que se podrá tomar la curva, pero los parámetros están sobre una raíz cuadrada por lo que para duplicar la velocidad de avance se debería cuadruplicar el radio de la curva, la trocha o reducir a la cuarta parte la altura del centro de gravedad.

Relacionado con el radio de giro cabe destacar que los tractores cuentan con frenos independientes por cada rueda, es decir, habrá dos pedales de freno que frenarán cada una de las dos ruedas del eje motriz del tractor (Figura 101). Esto es muy utilizado por los tractoristas para poder reducir el radio de giro y de esta manera tener cabeceras más chicas. De esta manera, si se frena la rueda izquierda, el tractor girará sobre esta rueda (que estará detenida). Lógicamente, el radio de giro será muy chico (igual a la trocha del tractor) y esto demandará que el tractor esté desplazándose a velocidades bajas, de trabajo, menores a 10km/h para que una curva tan cerrada no genere situaciones de vuelco. En situaciones de transporte, cuando se avanza por caminos o rutas a gran velocidad

debe tenerse la precaución de anular el frenado independiente (vinculando ambos pedales de freno con un acople específico) para que en caso de tener que frenar repentinamente no se pise uno solo de los pedales, lo que generaría un radio de giro muy chico que tomado a alta velocidad muy probablemente provocaría vuelco lateral. De esta manera, pisando cualquiera de los dos pedales se estarán frenando ambas ruedas por igual y se evitará dicho accidente.

Figura 101: Frenos independientes por rueda en el tractor. El frenado de la rueda interior a la curva permite reducir el radio de giro y disminuir las cabeceras. En situaciones de transporte, cuando se avanza a velocidades altas es conveniente solidarizar ambos frenos para evitar frenar una sola de las ruedas accidentalmente lo que podría generar vuelco lateral



Prevención de la fatalidad ante los vuelcos

Los vuelcos constituyen una de las principales causas de accidentes fatales con los tractores agrícolas (Figura 102). Para reducir el riesgo por volcadura de tractores los mismos son equipados con cabinas homologadas o estructuras de protección antivuelco, conocidas por su sigla en inglés ROPS (*Roll Over Protection Structures*) que evitan el aplastamiento del tractorista ante el vuelco.

Figura 102: Dos situaciones de vuelco. Sin una estructura de protección es muy probable que un vuelco sea un accidente fatal (Izquierda). Si el tractor cuenta con una cabina homologada (Derecha) o una estructura de protección antivuelco el índice de fatalidad se reduce sustancialmente



Muchas veces estas estructuras permiten ser plegadas para poder pasar por debajo de algún lugar de poca altura, pero deberían colocarse nuevamente para que cumplan su función en todo momento (Figura 103). En caso de que el tractor cuente con una cabina homologada o una ROPS (a veces son arcos de acero resistentes) el tractorista debería ir atado con el cinturón de seguridad a su asiento para permanecer en ese lugar seguro ante el vuelco y no salir despedido (lo que lo podría llevar también a ser aplastado). En caso de que el tractor no tenga cabina ni ROPS sería mejor que vaya desatado (sin cinturón de seguridad) para tener la posibilidad de ser despedido o saltar y evitar ser aplastado ante una instancia de vuelco. No obstante, los tractoristas no están “preparados para saltar” y tratan de mantener el control del vehículo en todo momento por lo que es difícil que escapen, pero si están sueltos pueden tener la suerte de salir despedidos. Además, el tiempo que tienen para reaccionar es muy chico, menos de dos segundos, con lo que deberían actuar muy rápido para lograr escapar.

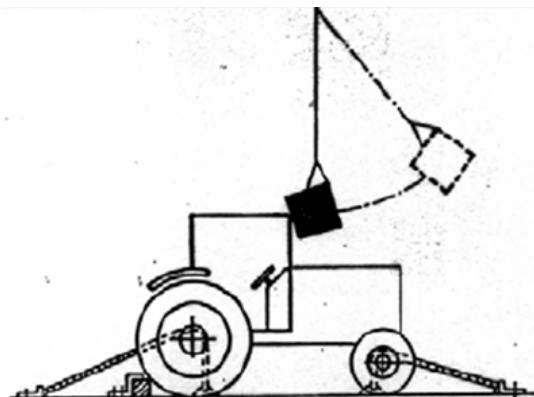
Figura 103: Además de las cabinas homologadas, también existen arcos de acero que cumplen la función de proteger al tractorista de ser aplastado durante el vuelco. Siempre que el tractor cuente con una estructura antivuelco el tractorista debería ir atado para permanecer en el lugar seguro en caso de accidente



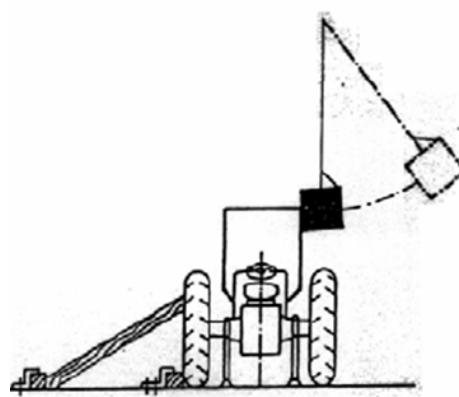
Que el tractor tenga cabina no significa que el operario esté a salvo en situaciones de vuelco, muchas veces las cabinas actúan de sombrilla o reparo ante el frío o la lluvia, pero no cumplen la función de proteger al tractorista ante un vuelco (Figura 104).

Figura 104: Tractores con cabina (Izquierda) y techo (Derecha) que no protegen del vuelco

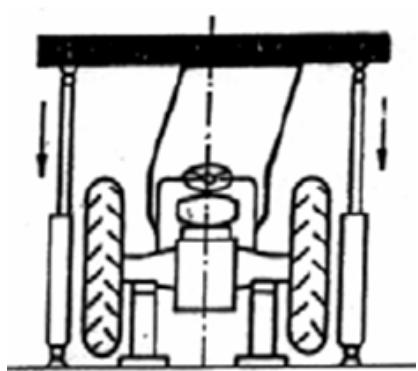
Las cabinas y los ROPS deben superar ensayos de homologación que aseguren que podrán resistir en condiciones operativas situaciones de vuelcos o golpes. Estos ensayos consisten en golpear con determinadas masas las estructuras de protección o someterlas a fuerzas de aplastamiento (Figura 105). Las masas que se emplean son del doble de la masa del tractor (debería resistir como mínimo el propio peso del tractor, el doble de masa implica un coeficiente de seguridad de 2). Se verifica luego del ensayo que el espacio que ocuparía el operario no haya sido vulnerado.

Figura 105: Ensayos de homologación para cabinas y estructuras de protección antivuelco

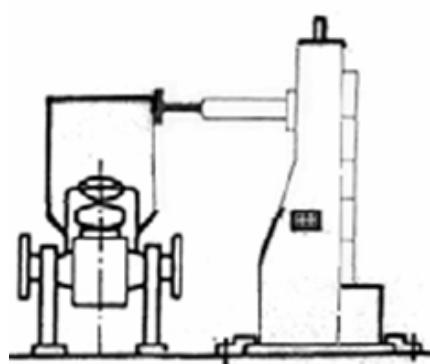
a) Golpe delantero en ensayo dinámico



b) Golpe lateral en el ensayo dinámico



c) Aplastamiento en ensayo estático o dinámico

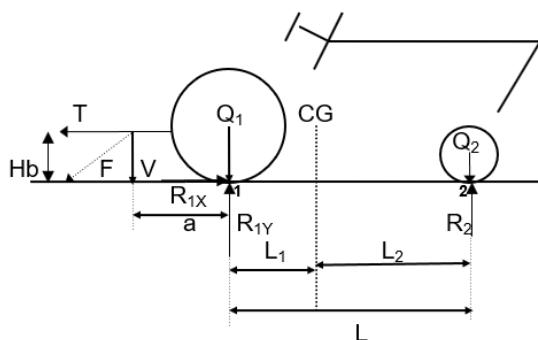


d) Aplastamiento lateral en ensayo estático

Peso adherente del tractor

Se conoce con el nombre de peso adherente al peso que recae en cada uno de los ejes del tractor cuando está trabajando, y en función de él serán las reacciones que el suelo brinde, tanto para conseguir dirección (en el tren delantero) como para lograr tracción (en el eje trasero). El peso adherente es la suma de los pesos estáticos que recaen en cada eje más (o menos) las cargas dinámicas que aparecen cuando el tractor está realizando tareas de tracción. Para analizar dichas reacciones se considera el tractor realizando un esfuerzo de tracción y se toma momento tanto en el punto de apoyo del eje trasero como del delantero, para poder despejar ambas reacciones (R_2 y R_1 respectivamente) (Figura 106).

Figura 106: Reacciones sobre los ejes trasero y delantero cuando el tractor está realizando un esfuerzo de tracción



Tomando momento en el punto de apoyo del eje trasero (1) queda:

$$\sum M_1 = 0 = +Q_2 \cdot L - R_2 \cdot L - T \cdot Hb - V \cdot a$$

$$R_2 \cdot L = +Q_2 \cdot L - T \cdot Hb - V \cdot a$$

$$R_2 = +Q_2 \cdot \frac{L}{L} - T \cdot \frac{Hb}{L} - V \cdot \frac{a}{L}$$

$$R_2 = Q_{ad2} = +Q_2 - T \cdot \frac{Hb}{L} - V \cdot \frac{a}{L}$$

Se aprecia que cuando el tractor realiza un esfuerzo de tracción se verifica que la reacción en el tren delantero se reduce en función de la fuerza que está haciendo el tractor (mayor fuerza, mayor reducción), en función de la batalla L (a mayor batalla menor reducción) y en función del largo (a) y altura de la barra de tiro (Hb) (cuanto mayor largo y mayor altura mayor reducción). A la reacción que ofrece el suelo cuando el tractor está tirando se la denomina peso adherente, es el peso con el que el eje se afirmará en el suelo y el mismo reaccionará en consecuencia (cuanto más se afirme, mejor reacción habrá). En el caso de un tractor de un solo eje motriz trasero, la reacción en el tren delantero será necesaria para tener dirección.

Tomando ahora momento en el punto 2 (punto de apoyo del eje delantero, Figura 106) se podrá verificar que sucede con la reacción en el tren trasero cuando el tractor realiza tareas de tracción.

$$\sum M_2 = 0 = -Q_1 \cdot L + R_1 \cdot L - T \cdot Hb - V \cdot (a + L)$$

$$R_1 \cdot L = +Q_1 \cdot L + T \cdot Hb + V \cdot (a + L)$$

$$R_1 = +Q_1 \cdot \frac{L}{L} + T \cdot \frac{Hb}{L} + V \cdot \frac{a}{L} + V \cdot \frac{L}{L}$$

$$R_1 = Q_{ad1} = +Q_1 + T \cdot \frac{Hb}{L} + V \cdot \frac{a}{L} + V$$

Se verifica que cuando el tractor realiza un esfuerzo de tracción la reacción en el tren trasero aumenta en función de la fuerza que está haciendo el tractor (mayor fuerza, mayor aumento), en función de la batalla L (a mayor batalla menor aumento) y en función del largo (a) y altura de la barra de tiro (Hb) (cuanto mayor largo y mayor altura mayor aumento). En el caso de un tractor de un solo eje motriz trasero, la reacción en dicho eje permitirá que el eje se afirme y se reduzca así el patinamiento. Las ruedas de los tractores para poder hacer fuerza, además de tener mucha superficie (con neumáticos de mucho ancho y alto) tienen que tener suficiente peso para que se afirmen en el suelo y consigan reacción. Se ha encontrado que los tractores pueden tirar en función de su peso. En condiciones armónicas pueden tirar un 40% de su peso adherente.

Analizando las expresiones de Q_{ad1} y Q_{ad2} se visualiza que el peso que se le resta al Q_{ad2} es lo que se le suma al Q_{ad1} ($T \cdot Hb/L + V \cdot a/L$). A dicho término que se resta a la reacción delantera y se suma a la reacción trasera se lo denomina “transferencia de peso anteroposterior”.

Si se suman ambos pesos adherentes (Q_{ad1} y Q_{ad2}) se obtiene

$$Q_{ad1} + Q_{ad2} = +Q_1 + T \cdot \frac{Hb}{L} + V \cdot \frac{a}{L} + V + Q_2 - T \cdot \frac{Hb}{L} - V \cdot \frac{a}{L}$$

Simplificando se obtiene

$$Q_{ad1} + Q_{ad2} = +Q_1 + V + Q_2$$

Se observa que al peso estático que tenía el tractor cuando no estaba realizando ningún esfuerzo ($Q_1 + Q_2$) se le suma la componente V del esfuerzo de tracción. El resultado es lógico, obsérvese que en la sumatoria de fuerzas en Y hacia abajo se encuentra el Q_1 , el Q_2 y la componente V, por lo que las reacciones hacia arriba deben sumar exactamente eso. La transferencia de peso es como su nombre lo indica una parte de la reacción que desaparece de un eje (delantero) y aparece en el otro (trasero).

La batalla es un parámetro no modifiable. Como se ve en las expresiones previas, cuanto más largos sean los tractores, menor será la transferencia de peso. Los parámetros que pueden modificarse son la altura y la longitud de la barra de tiro para aumentar o reducir la transferencia

de peso según el diseño tractorio. La regulación de altura de la barra de tiro a veces resulta de invertir la boca de enganche ubicándola hacia arriba o hacia abajo (Figura 107). También puede variarse la longitud de la misma eligiendo alguna de las distintas opciones de fijación en la panza del tractor (Figura 108)

Figura 107: Barra de tiro en su posición más alta (Izquierda) y en su posición más baja (Derecha)

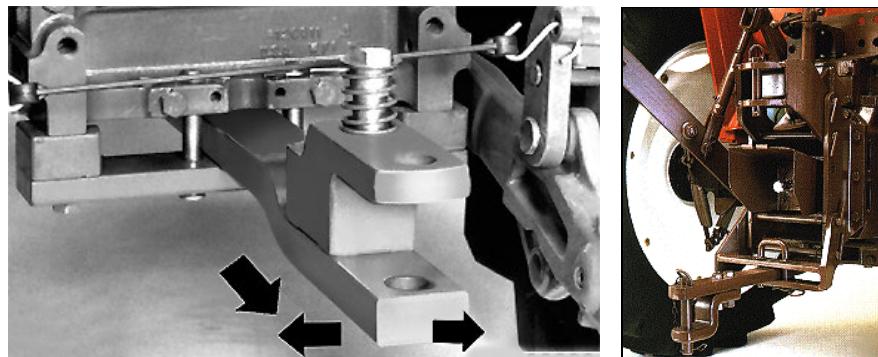
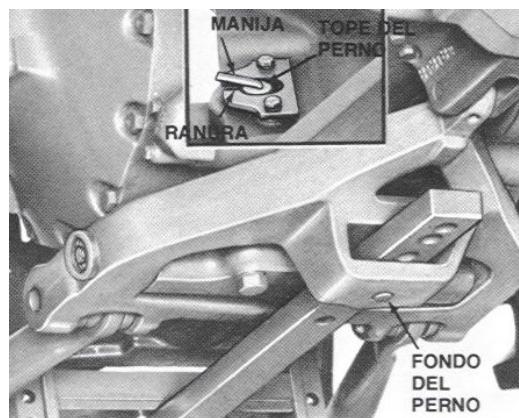


Figura 108: Distintos puntos de fijación de la barra de tiro en la panza del tractor que implicarán distintas longitudes “a” de la misma



Distribución de pesos estática y dinámica en los distintos diseños tractorios

Los tractores agrícolas se pueden clasificar en tres grupos de acuerdo al diseño tractorio que presenten: 2WD o convencionales, con un solo eje motriz trasero; FWA o asistidos con dos ejes motrices, aunque las ruedas del eje delantero son de menor tamaño y en consecuencia tienen menos responsabilidad en la tracción y 4WD o articulados que presentan dos ejes motrices con neumáticos del mismo tamaño en ambos ejes.

Los tractores de menos potencia son generalmente de un solo eje motriz trasero, siendo el eje delantero de ruedas de menor tamaño, cumpliendo la función de dirección. La dirección en este diseño es del tipo Ackerman, es decir, inclinando las ruedas del eje delantero hacia el lugar que se quiere doblar, con suficiente reacción del suelo sobre esas ruedas se conseguirá el giro. En este tipo de diseño tractorio la distribución de pesos estática es en el orden de 67% atrás y

33% adelante. Como el único eje motriz es el trasero, se busca con las regulaciones de la barra de tiro vistas anteriormente (elevar la barra y alargarla lo más posible) aumentar la transferencia de peso para que el eje trasero que es el único que realiza tracción se afirme y así se reduzca el patinamiento (sobre todo en labores que demandan mucho esfuerzo de tiro, y que conllevan muchas pérdidas por patinamiento). Con la transferencia de peso se buscaría que, en la situación ideal, en condiciones dinámicas el 85% del peso recaiga en el eje trasero quedando un mínimo de 15% sobre el delantero que asegure mantener la dirección. La nomenclatura ASABE (Asociación Americana de Ingenieros Agrícolas) de estos tractores es 2WD (del inglés *Two Wheel Drive*, dos ruedas motrices).

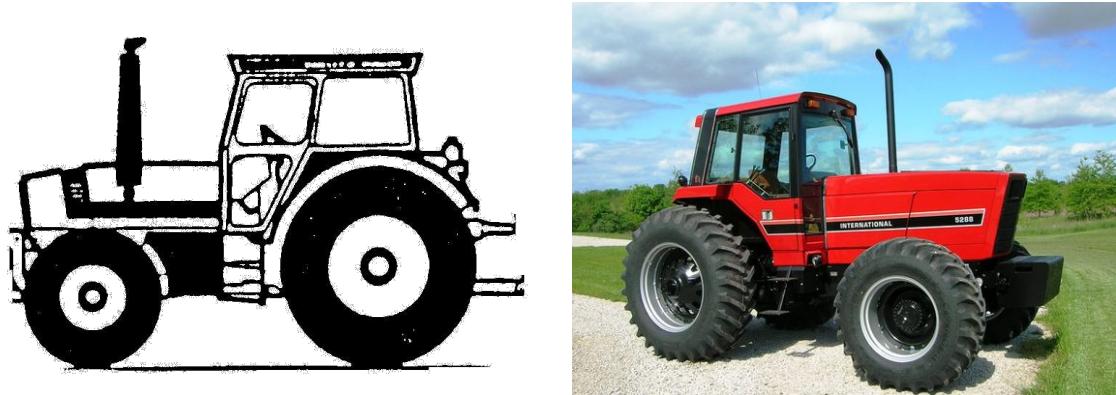
Figura 109: Tractores 2WD. Un solo eje motriz trasero. Eje delantero directriz. Distribución de peso estática: 2/3 eje trasero; 1/3 eje delantero. Con la transferencia de peso podría llegar a tener una distribución ideal de 85% atrás y 15% adelante



Los tractores FWA (*Front Wheel Assisted*: ruedas frontales asistiendo a la tracción) de acuerdo a ASABE o asistidos presentan además del eje motriz trasero también ruedas con tacos en el eje delantero. La tracción del eje delantero se puede conectar o desconectar desde el puesto de mando según la necesidad. Este diseño de tractores mantiene la dirección Ackerman, doblando al girar las ruedas delanteras. El eje delantero puede tener ruedas motrices notablemente más chicas que las del eje trasero o relativamente parecidas, pero siempre serán de menor dimensión y en consecuencia con menor responsabilidad en la tracción (Figura 110). Como este eje delantero empieza a ayudar en la tracción la distribución de pesos estática de este diseño es un poco más de peso adelante que en el convencional: un 40% adelante (respecto al 33% del convencional) y un 60% atrás. Cuando esté tirando aumentará un 10% el peso atrás y se reducirá un 10% adelante vía transferencia de peso. Los tractores de diseño asistido tienen “avance cinemático”, las ruedas del eje delantero van a mayor velocidad que las del eje trasero, facilitando con esto las operaciones de giro y mejorando su capacidad tractiva. Lógicamente, esta mayor velocidad del tren delantero implicará que este eje quiera arrastrar (sin conseguirlo) al resto del conjunto y, en consecuencia, cuando este eje esté conectado (recuérdese que se

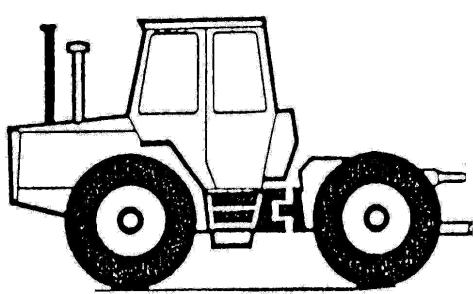
puede o no conectar desde la cabina) deberá ir patinando para así perder la velocidad de más que posee. Para facilitar el patinamiento de este eje es que es conveniente y recomendable en este diseño también, aumentar la transferencia de peso para que se aliviane el eje delantero y le resulte más fácil patinar. Por lo tanto, también se debería en estos tractores priorizar el uso de la barra de tiro en su posición más alta y larga.

Figura 110: Tractores FWA con dos ejes motrices, el delantero con neumáticos de menor tamaño y responsabilidad en la tracción. Distribución de peso estática: 60% eje trasero; 40% eje delantero. Con la transferencia de peso pasaría a tener una distribución de 70% atrás y 30% adelante. Estos tractores tienen “avance cinemático” y para facilitar el patinamiento del eje delantero es conveniente aumentar la transferencia de peso alargando y elevando la barra de tiro



Los tractores articulados o 4WD (*Four Wheel Drive*, cuatro ruedas motrices iguales) tienen una articulación central que les permite doblar (no tienen dirección Ackerman) y las ruedas de ambos ejes motrices son iguales. Las ruedas del tren delantero no tienen avance cinemático y la tracción delantera no puede desconectarse desde el puesto de mando como en los FWA. En estos tractores se busca una distribución de peso estática mayor adelante que atrás (60 a 70% adelante y 30 a 40% atrás) de manera que cuando esté tirando, mediante la transferencia de peso, las reacciones en ambos ejes sean semejantes (idealmente 50% atrás, 50% adelante). No obstante ello, se observan roturas de manera más frecuente en los mandos finales y diferenciales del eje trasero respecto a los del eje delantero, lo que denota que dicho eje mantiene la mayor responsabilidad en la tracción. Esto se debe en primer lugar a que a través de la transferencia de peso el eje trasero se afirma más y además las ruedas del eje trasero van pisando la huella de las ruedas del eje delantero por lo que tienen un sustrato previamente afirmado por el eje de adelante y, en consecuencia, resiste más el patinamiento y el hundimiento y le permite hacer más fuerza. Debido a esto es que en estos diseños el consejo que se da para emparejar la situación de ambos ejes es reducir la transferencia de peso lo más posible (que el peso de adelante no se transfiera hacia atrás) disminuyendo la altura y el largo de la barra de tiro (Figura 111).

Figura 111: Tractores 4WD o articulados. Presentan dos ejes motrices con ruedas de igual tamaño. La distribución de pesos estática es 60% adelante y 40% atrás llegando incluso a 70% adelante y 30% atrás buscando equiparar las reacciones vía transferencia de peso. En estos diseños se debe reducir la transferencia bajando y acortando la barra



Aumento y mejora del peso Adherente

Uno de los parámetros que permite definir la prestación de los tractores es (además de su potencia) su peso. Los tractores pueden tirar en condiciones armónicas un 40% del peso adherente. Cuando pretendan tirar esfuerzos mayores que dicho porcentaje comenzarán a perder eficiencia por el patinamiento de las ruedas motrices. Debido a esto, los fabricantes de los tractores permiten el “lastrado” de los ejes con masas metálicas o también mediante el llenado de las ruedas con agua (hidroinflado) (Figura 112). El hidroinflado permite agregar una gran masa a cada rueda motriz. Los neumáticos más usados por los tractores argentinos son el 18,4-34 y el 23,1-30. El primero puede cargar 378 litros (kg) en cada rueda mientras que el segundo 541 litros por lo que el aumento del peso es sustancial. En función de la posición de la válvula es la cantidad de agua que se les puede agregar y es lógico cargar a ambos neumáticos de un mismo eje con la misma cantidad de agua para evitar reacciones y patinamientos diferentes entre ruedas del mismo eje. Así, si se coloca la válvula en la posición central, cargarán el 50% de agua y en la posición superior (Figura 112) hasta un 75% de agua. Siempre es conveniente que el neumático conserve una parte del mismo con aire ya que ese aire constituirá junto con el asiento del conductor la única suspensión del vehículo (los tractores no tienen suspensión en su gran mayoría). De llenarlos completamente con agua, quedaría una rueda rígida, indeformable, de muy poco confort para el tractorista.

Al contar con mayor peso, el tractor podrá realizar esfuerzos mayores sin patinar. Lógicamente, sería deseable que en situaciones que no demanden grandes esfuerzos de tiro (y en consecuencia no requieran un tractor pesado) dichos lastres se quiten para reducir la compactación de los suelos y reducir la formación de huella de los tractores, llamada rodadura, que también es una pérdida importante de potencia, junto con el patinamiento.

Figura 112: Las ruedas de los tractores se pueden llenar con agua para aumentar el peso estático (Izquierda). Los tractores traen un conjunto de lastres metálicos que se abulonan a los discos de las ruedas del eje trasero (Derecha)



Otros lastres que se adicionan sobre el chasis del tractor en la parte delantera a modo de valijines pueden observarse en la Figura 113. Estos lastres deberían agregarse cuando el tractorista note que la dirección no responde rápidamente o que los giros terminan siendo más largos de lo necesario. En los FWA también pueden encontrarse, pero en este diseño se debe verificar que el agregado de lastres no comprometa el patinamiento que dicho eje debe tener como consecuencia del avance cinemático. Muchos tractores importados europeos suelen traer muchos lastres delanteros debido a que, en la finca europea, de menor tamaño se usan fundamentalmente aperos montados en los tres puntos, que van literalmente colgados del tractor y para compensar este gran peso que llevan colgado de la parte trasera se recurre a estos lastres tipo valijines del lado contrario. No obstante, en Argentina, con grandes extensiones, no se usan equipos montados ya que los mismos son pequeños, de poco ancho y en consecuencia de poca capacidad operativa (dada por el ancho y la velocidad de avance). Se emplean equipos de arrastre, vinculados a través de la barra de tiro que no justifican el uso de tantos lastres delanteros. Los equipos montados se utilizan en algunas explotaciones intensivas (horticultura, fruticultura, etc.). Por ello, a los tractores FWA que no lleven aperos montados deben quitárseles los lastres delanteros cuando se lleva la tracción delantera conectada ya que este tipo de lastre compromete su posibilidad de patinar.

Figura 113: Lastres delanteros ubicados sobre el chasis en un tractor 2WD (Izquierda) y en un tractor FWA (Derecha). Estos lastres afirman el eje delantero buscando tener más dirección (en el 2WD) y más tracción y dirección (en el FWA) pero puede comprometer la capacidad de patinamiento de este último diseño



CAPÍTULO 3

Transmisiones de potencia

Luis Lozano, Nicolás Polich y Guido Bellora

Generalidades

En los tractores agrícolas, y en distintas máquinas utilizadas en la producción agropecuaria/forestal, se utilizan distintos mecanismos que permiten transmitir la potencia y, además, modificar tanto el par motor como el régimen.

Estas transmisiones son necesarias en el tractor para llevar la potencia generada en el motor (la cual está disponible como movimiento circular en el cigüeñal) hacia las ruedas, toma posterior de potencia, y bombas hidráulicas principalmente.

Las transmisiones mecánicas de potencia son aquellos mecanismos que permiten transmitir potencia entre dos ejes que giran a determinada velocidad. Al eje que provee la potencia se lo denomina eje motor o motriz, mientras que aquel que recibe dicha potencia a través de la transmisión se lo denomina eje conducido. Además de las transmisiones mecánicas existen otras como las hidráulicas y las eléctricas.

Los tipos de transmisiones mecánicas más usuales en las máquinas agrícolas son: engranajes, correas, cadenas, y barras cardánicas.

Correas y poleas

Las transmisiones por poleas y correas son las más usuales en las máquinas agrícolas cuando se desea transmitir potencia en medias y altas velocidades. La transmisión está formada básicamente por una banda elástica de goma y tela que abraza dos poleas. Una de las poleas está unida al eje motriz, y la otra al eje conducido. Dependiendo de los diámetros de estas poleas cambiará el régimen y el par motor conducido.

Las correas pueden ser planas o trapezoidales.

Las correas planas (Figura 114) se utilizan para transmitir potencia entre ejes que están a gran distancia, los que deben estar bien alineados. Por su construcción pueden transmitir bajo par motor, y tienen la ventaja de patinar ante un aumento de la resistencia, o ante un eventual atoramiento. Otra ventaja es su bajo costo. Hoy en día son poco usadas, pero se pueden encontrar en algunas herramientas como desmalezadoras.

Figura 114: Dos transmisiones por correa plana, a la derecha en una desmalezadora



Las correas trapezoidales (Figura 115) o de sección en V tienen la posibilidad de transmitir más potencia que las planas, pudiendo incluso colocarse en baterías de forma paralela cuando se necesita transmitir grandes pares. La correa en V no patina como la correa plana.

Figura 115: Transmisiones por correa trapezoidal. A la Izquierda se muestra la posición correcta de la correa en la polea, y a la Derecha un tren de dos poleas en paralelo



Cadenas

La transmisión por cadenas consiste en eslabones unidos por pernos que entran en ruedas dentadas llamadas piñón y corona. Las de rodillos, tienen rodillos sobre cada perno que reduce al mínimo la fricción con la rueda dentada. Al igual que las correas permiten transmitir potencias entre ejes paralelos y a grandes distancias, pero tienen la ventaja comparativa de poder transmitir grandes esfuerzos, es decir grandes pares motores. Sin embargo, a grandes regímenes se vuelven ruidosas por lo que se desaconsejan. Otra característica es que al no poder patinar se asegura que la relación de transmisión y sincronía en el giro de ambos ejes se mantengan constantes, por lo cual suelen usarse en la distribución del motor. Requieren una correcta lubricación para evitar desgastes prematuros (Figura 116).

Figura 116: Transmisiones por cadenas



Engranajes

La transmisión por engranajes es la que permite la mayor compactidad (son compactas, hay poca distancia entre ejes, en poco lugar se resuelve la transmisión). Consiste en ruedas dentadas que engranan unas con otras. Al igual que las cadenas requieren de una correcta lubricación para funcionar eficientemente y evitar un desgaste prematuro.

Estos engranajes pueden ser de dientes rectos o helicoidales (Figura 117). En el caso de engranajes de dientes rectos se pueden transmitir altos pares ya que se maximiza la superficie de contacto entre los dientes por lo cual la presión sobre los mismos es menor. Hay una discontinuidad entre que un diente está en pleno contacto con otro y aparece el siguiente, por eso no pueden girar a muy altos regímenes por volverse muy ruidosos. Aparecen en mandos finales de tractores.

Por otro lado, los engranajes de dientes helicoidales siempre están en contacto en un solo punto, el cruce de los helicoides. Esto hace que el esfuerzo transmitido sea constante ya que siempre hay contacto pleno entre ambos engranajes (motor y conducido). Los engranajes helicoidales tienen la ventaja que transmiten más potencia que los rectos, porque pueden transmitir a mayor velocidad, son más silenciosos y duraderos. Dentro de sus desventajas se puede decir que se desgastan más que los rectos, y que son más caros de fabricar. Al tener un punto de

contacto la presión superficial es muy alta, por lo que reciben tratamientos para dar dureza superficial. Se encuentran en las cajas de cambios y diferenciales.

Por otro lado, los engranajes pueden ser cilíndricos o cónicos. Los cilíndricos transmiten la potencia entre ejes paralelos, mientras que los cónicos permiten transmitir potencia entre ejes que se encuentran a 90° entre sí, como el diferencial (Figura 117).

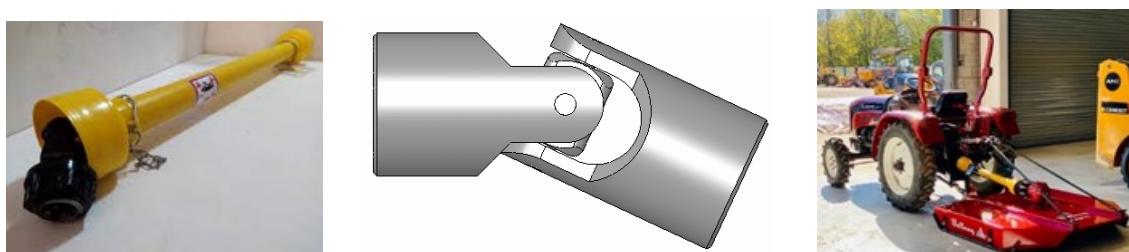
Figura 117: Engranajes cilíndricos de dientes rectos (Arriba Izquierda) y helicoidales (Arriba Derecha). Engranajes cónicos de dientes rectos formando parte de un diferencial (Abajo Izquierda), y engranajes cónicos de dientes helicoidales (Abajo Derecha)



Barras cardánicas

El cardán es un sistema mecánico que permite unir dos ejes no coaxiales (es decir, que no se encuentran alineados). Su objetivo es transmitir el movimiento de rotación desde un eje motor a otro conducido a pesar de no ser colineales. En tractores se utilizan para transmitir potencia rotacional desde la toma posterior de potencia a implementos como desmalezadoras, pulverizadoras, fertilizadoras, entre otros (Figura 118).

Figura 118: Barra cardánica (Izquierda), detalle del cardán (Centro), y barra cardánica transmitiendo movimiento entre la toma posterior de potencia del tractor y la caja de una desmalezadora (Derecha)



En la Tabla 2 se muestra un resumen de los distintos tipos de transmisiones de potencia que se encuentran habitualmente en máquinas agrícolas y sus prestaciones.

Tabla 2: Resumen de los mecanismos usuales en transmisiones de máquinas agrícolas

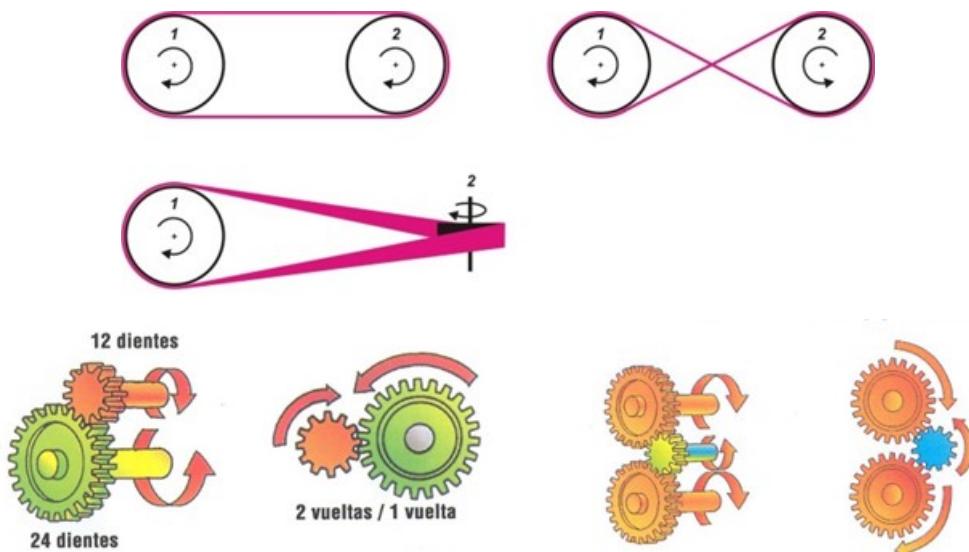
Mecanismo	Distancia motor/conducido	Mecanismo de zafe necesario	Potencia a transmitir	Régimen de trabajo
Polea/correa plana	Grande	NO	Baja	Bajo
Correa/polea en V	Intermedia	SI	Intermedia	Intermedio
Batería de correas en V	Intermedia	SI	Alta	Intermedio
Engranaje/cadena/engranaje	Intermedia a baja	SI	Alta	Bajo
Tren de engranajes planos	Baja	SI	Alta	Bajo
Tren de engranajes helicoidales	Baja	SI	Alta	Alto

Relación de transmisión y sentido de giro

Dependiendo del tipo de mecanismo de transmisión, el sentido de giro entre el eje motor y el conducido se mantendrá igual o cambiará.

Las correas y cadenas mantienen el sentido de giro. En el caso de poleas y correas se puede invertir el sentido de giro si la polea actúa cruzada (Figura 119). En cambio, los engranajes siempre invierten el sentido. Cuando existan trenes cinemáticos de engranajes, es decir una serie de engranajes donde hay engranajes conducidos (que reciben movimiento) y a la vez otros que son motores, se deberá prestar especial atención a los sentidos de giro, para poder predecir en función del primer eje motor, cuál será el sentido de giro del eje conducido final (Figura 119).

Figura 119: Sentido de giro en poleas (arriba) y en engranajes motor y conducido (abajo) (Adaptado de Márquez Delgado, 2012)



Una de las funciones principales de las transmisiones mecánicas es variar el régimen y par motor conducido. Esto se logra combinando poleas, ruedas dentadas, o engranajes de distintos diámetros.

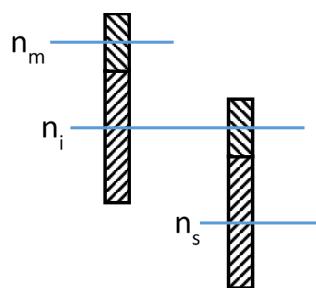
Se define a la relación de transmisión (rt) como la relación entre el régimen de giro del eje motor (n_m) y el del eje conducido (n_c).

$$rt = \frac{n_m}{n_c} \quad (1)$$

En ciertas ocasiones, otros autores definen el mismo parámetro como su inverso, n_c/n_m pero por convención, en esta publicación se mantendrá a la relación de transmisión como n_m/n_c . La rt es directa si vale 1 (ambos ejes giran al mismo régimen), multiplicadora de las vueltas si es menor a 1 (el eje conducido tiene mayor régimen que el motor), y reductora de las vueltas si es mayor a 1 (el eje conducido tiene menor régimen que el motor).

Por otro lado, cuando exista un tren cinemático, la relación de transmisión total se calculará como el producto de las relaciones de transmisión intermedias.

Figura 120: Tren de engranajes de 3 ejes, un eje motor que gira a un régimen n_m , un eje intermedio con dos engranajes solidarios que giran a un régimen n_i , y un eje de salida que gira a un régimen n_s



En el tren de engranajes de la Figura 120 la relación de transmisión entre el eje motor (n_m) y el intermedio (n_i) se puede expresar como

$$rt_{m-i} = \frac{n_m}{n_i} \quad (2)$$

Por otro lado, la relación de transmisión entre el eje intermedio y el de salida es

$$rt_{i-s} = \frac{n_i}{n_s} \quad (3)$$

Mientras que la relación de transmisión total (rtt), es decir entre el eje motor y el de salida es

$$rtt = \frac{n_m}{n_s} \quad (4)$$

Pero de la ecuación 2 se puede escribir n_m como el producto entre rt_{m-i} y n_i , y de la ecuación 3 se puede escribir n_s como el cociente entre n_i y rt_{i-s} . Por lo tanto, la ecuación 4 queda como

$$rtt = \frac{rt_{m-i} \times n_i}{n_i / rt_{i-s}} \quad (5)$$

En la ecuación 5 se puede cancelar n_i , y rt_{i-s} pasa al numerador multiplicando, con lo cual se obtiene la expresión que permite calcular la relación de transmisión total a partir de las parciales.

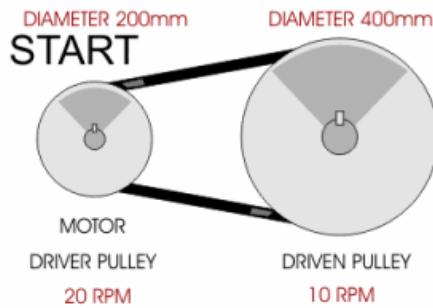
$$rtt = rt_{m-i} \times rt_{i-s} \quad (6)$$

Las distintas transmisiones (correas, engranajes, cadenas) tienen expresiones de cálculo propias que se analizarán a continuación.

Relación de transmisión en correas-poleas

Para deducir como calcular la relación de transmisión en poleas se parte del hecho de que la velocidad tangencial de dos poleas abrazadas por la misma correa es la misma (Figura 121).

Figura 121: Dos ejes con poleas vinculadas con una correa. Se indican en rojo los regímenes de giro y diámetros de ambas poleas



$$Vt_m = Vt_c \quad (7)$$

En un movimiento circular, la velocidad tangencial en un punto será igual al régimen (n), multiplicado por el perímetro ($2 \times \pi \times r$). Así puede obtenerse la velocidad tangencial de cada polea. Reemplazando en 7 queda:

$$2 \times \pi \times r_m \times n_m = 2 \times \pi \times r_c \times n_c \quad (8)$$

Cancelando π y considerando que dos veces el radio es igual al diámetro D , queda:

$$D_m \times n_m = D_c \times n_c \quad (9)$$

Despejando:

$$rt = \frac{n_m}{n_c} = \frac{D_c}{D_m} \quad (10)$$

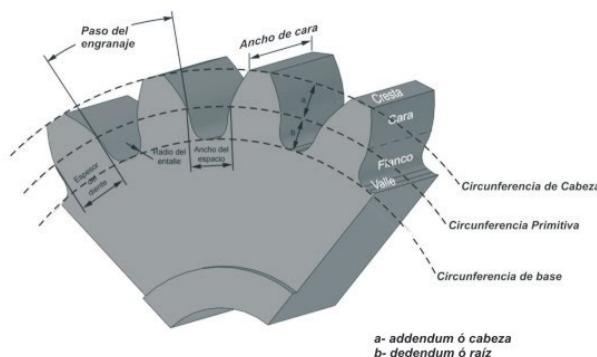
Es decir, que se puede obtener la rt de poleas como la relación entre sus diámetros (conducido sobre motor).

Relación de transmisión en engranajes y en cadenas

Se define como paso del engranaje a la longitud de un diente y el vano consecutivo medidos en la circunferencia primitiva. Se define como circunferencia primitiva a aquella donde los dientes de dos engranajes se tocan. Existe también la circunferencia de base (definida en la base de los dientes) y de cabeza (en la parte superior de los dientes). Para que dos engranajes puedan engranar deben tener el mismo paso (Figura 122).

El perímetro de la circunferencia primitiva será igual al producto del número de dientes del engranaje (z) por el paso de este. Sabiendo que la velocidad tangencial de ambos engranajes será la misma se puede llegar a la expresión para calcular la rt en engranajes.

Figura 122: Vista en detalle de un engranaje, indicando la circunferencia de base o raíz, primitiva y de cabeza, así como el paso (p)



$$Vt_m = Vt_c \quad (11)$$

En un movimiento circular, la velocidad tangencial en un punto es igual al régimen n, multiplicado por el perímetro. De esta forma se obtiene la velocidad tangencial de cada engranaje. Reemplazando en 11 queda:

$$2 \times \pi \times r_m \times n_m = 2 \times \pi \times r_c \times n_c \quad (12)$$

Además, el perímetro puede calcularse como el producto entre z (número de dientes) y el paso p:

$$p \times z_m \times n_m = p \times z_c \times n_c \quad (13)$$

Como el paso para que dos engranajes engranen adecuadamente debe ser el mismo, puede cancelarse

$$z_m \times n_m = z_c \times n_c \quad (14)$$

Despejando queda:

$$rt = \frac{n_m}{n_c} = \frac{z_c}{z_m} \quad (15)$$

Es decir, que se puede obtener la rt en engranajes como la relación entre sus números de dientes z (conducido sobre motor).

En el caso de cadenas, se llega a la misma expresión ($rt = z_c/z_m$).

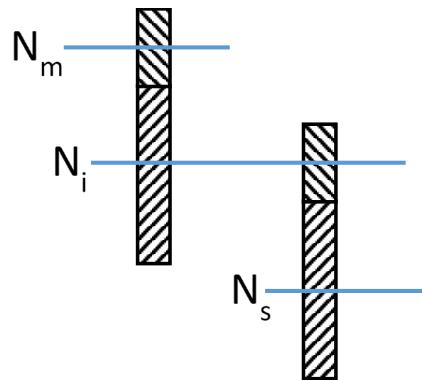
Rendimiento o eficiencia de la transmisión

Transmitir potencia entre dos ejes implica una pérdida (siempre se pierde una parte de la potencia). Para que se pueda transmitir la potencia tiene que haber fricción entre los elementos (correa y polea, ruedas de engranajes, etc.) y esa fricción genera calor. La potencia que se pierde es energía en forma de calor que se disipa. Se define como rendimiento o eficiencia de las transmisiones a la relación entre la potencia que llega al eje conducido (N_c) y la potencia que eroga el eje motor (N_m). Siempre será un valor menor a 1.

$$\eta t = \frac{N_c}{N_m} < 1 \quad (16)$$

Al igual que con la rt, donde a partir de rt intermedias se calcula la rtt, se puede calcular el rendimiento total de las transmisiones a partir de valores intermedios.

Figura 123: Tren de engranajes de 3 ejes, un eje motor con una potencia de N_m , un eje intermedio con dos engranajes solidarios que giran con una potencia N_i , y un eje de salida con una potencia N_s



En la Figura 123 la eficiencia de la transmisión entre el eje motor y el intermedio será

$$\eta t_{m-i} = \frac{N_i}{N_m} \quad (17)$$

Y la eficiencia entre el eje intermedio y el de salida

$$\eta t_{i-s} = \frac{N_s}{N_i} \quad (18)$$

La eficiencia de transmisión total será

$$\eta t_{tt} = \frac{N_s}{N_m} \quad (19)$$

Reemplazando en 19 con 17 y 18, y cancelando N_i queda:

$$\eta t_{tt} = \frac{\eta t_{i-s} \times N_i}{\frac{N_i}{\eta t_{m-i}}} = \eta t_{i-s} \times \eta t_{m-i} \quad (20)$$

Es decir que en un tren cinemático se puede calcular el rendimiento total de la transmisión como el producto de los rendimientos intermedios.

Potencia rotacional

Las transmisiones mecánicas tienen como uno de sus objetivos modificar el régimen de giro, pero también el par motor. La potencia puede ser definida como el producto de Fuerza (F) por velocidad (V).

$$N = F \times V \quad (21)$$

En un movimiento circular la velocidad tangencial está relacionada con el régimen de giro n :

$$V = 2 \times \pi \times r \times n \quad (22)$$

Por lo tanto, la potencia N queda como

$$N = F \times 2 \times \pi \times r \times n \quad (23)$$

Pero el producto de la fuerza F por el radio r es igual al Par motor Pm. Entonces queda:

$$N = Pm \times n \times 2 \times \pi \quad (24)$$

Dependiendo de las unidades del par motor, régimen y potencia que se quieran emplear se utilizan distintas constantes que permiten convertir unidades. Si el par motor se expresa en kgm, el régimen en rpm, y se quiere llegar a potencia en CV, la conversión de unidades será:

$$N (CV) = \frac{Pm(kgm) \times n(\frac{1}{min}) \times 2 \times \pi}{60(\frac{s}{min}) \times 75(\frac{kg \times m}{s \times CV})} \quad (25)$$

Llegando a:

$$N (CV) = \frac{Pm(kgm) \times n(\frac{1}{min})}{716,2(\frac{kg \times m}{min \times CV})} \quad (26)$$

En el caso de tener el Pm en Nm, el n en rpm, y querer llegar a la potencia en kW, la conversión será:

$$N (kW) = \frac{Pm(Nm) \times n(\frac{1}{min}) \times 2 \times \pi}{60(\frac{s}{min}) \times 1000(\frac{N \times m}{s \times kW})} \quad (27)$$

Y finalmente se llega a:

$$N (kW) = \frac{Pm(Nm) \times n(\frac{1}{min})}{9550,2(\frac{N \times m}{min \times kW})} \quad (28)$$

Relación entre par motor motor y par motor conducido

Se analiza a continuación cómo obtener el Pm conducido a partir del Pm motor.

Recuérdese que la potencia en un eje que gira es el producto del Pm y el régimen n dividido una constante que dependerá de las unidades:

$$N = \frac{Pm \times n}{cte} \quad (29)$$

Si se despeja el Pm será

$$Pm = \frac{N \times cte}{n} \quad (30)$$

La relación entre el Pm conducido y Pm motor será:

$$\frac{P_{mc}}{P_{mm}} = \frac{Nc \times cte/nc}{Nm \times cte/nm} \quad (31)$$

Cancelando la constante y reorganizando queda

$$\frac{P_{mc}}{P_{mm}} = \frac{Nc}{Nm} \times \frac{nm}{nc} \quad (32)$$

Pero Nc/Nm es igual a la eficiencia de la transmisión, y nm/nc es igual a la rt, por lo tanto:

$$\frac{P_{mc}}{P_{mm}} = \eta t \times rt \quad (33)$$

Si se despeja el Pmc:

$$P_{mc} = \eta t \times rt \times P_{mm} \quad (34)$$

Fuerza y velocidad tangencial del eje conducido

Resulta importante conocer cuál es la velocidad y la fuerza tangencial que llegue a la rueda motriz del tractor (Figura 124), ya que eso permitirá conocer en cada marcha la capacidad de tiro y la velocidad a la cual se desplazará. La fuerza tangencial de la rueda se puede calcular si se conoce el Pmc que llega a la misma y el radio. Como el Pm es igual al producto de F y radio, entonces la F disponible será:

$$F = \frac{P_{mc}}{r} \quad (35)$$

Si se reemplaza en 35 el Pmc como su equivalente en 34 queda

$$Feje = \frac{P_{mm} \times rt \times \eta t}{r} \quad (36)$$

La Vt de la rueda se puede calcular a partir de su régimen n como

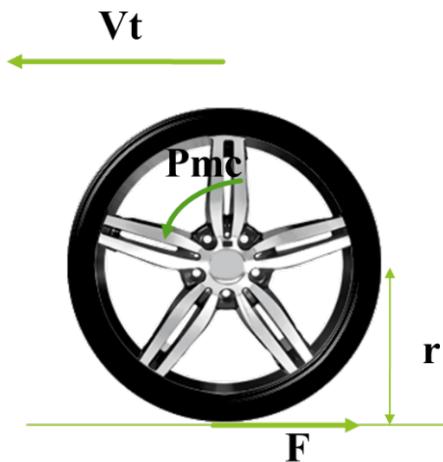
$$V_t = 2 \times \pi \times r \times n_{rueda} \quad (37)$$

El régimen de la rueda se puede calcular a partir del régimen del motor (nm) dividido la relación de transmisión total entre el motor y la rueda (rtt). Reemplazando en 37 queda:

$$V_t = \frac{2 \times \pi \times r \times n_m}{rtt} \quad (38)$$

La relación de transmisión total de los tractores varía entre valores que van desde 20 a 1 a 200 a 1, según el cambio. Puede apreciarse entonces que estas rt reducirán las vueltas y multiplicarán el par motor que llega desde el eje motor.

Figura 124: Rueda mostrando la fuerza tangencial F , la Velocidad tangencial V_t , el P_m y el radio r



Relaciones de transmisiones típicas de tractores, velocidades y pares motores conducidos

Teniendo en cuenta que un motor diésel de tractor tiene un régimen nominal de alrededor de 2000 rpm, que las velocidades de avance del tractor pueden estar entre los 3 y los 30 km/h, y el radio de la rueda motriz puede ser de 0,8 m, pueden calcularse las relaciones de transmisión total. Teniendo ese radio, la longitud recorrida por cada vuelta de esa rueda será de aproximadamente 5 m. Eso implica, para una velocidad de avance de 3 km/h un régimen de giro de la rueda de 10 rpm, mientras que para una velocidad de 30 km/h ese régimen será de 100 rpm. Teniendo en cuenta el régimen nominal del motor (2000 rpm), las rtt estarán en ese caso entre 20 y 200. Los valores serán intermedios para velocidades de avance intermedias. Si bien es un ejemplo, los mismos son cercanos a los normalmente encontrados en tractores.

Siguiendo con el mismo ejemplo, si el motor es de 85,5 CV, y el P_{mm} , es de 30 kgm, suponiendo una eficiencia de transmisión de 0,9, el P_{mc} a las ruedas será el del motor multiplicado por la rtt y la η_{tt} . Si las rtt van de 20 en la velocidad de avance más alta a 200 en la más baja, el P_{mc} a las ruedas irá de 540 a 5400 kgm. Se puede ver que las transmisiones de los tractores son fuertemente reductoras de las vueltas y en la misma medida fuertemente multiplicadoras del par. Con el radio de 0,8m esos pares se transformarían en fuerzas de 675 a 6750kg.

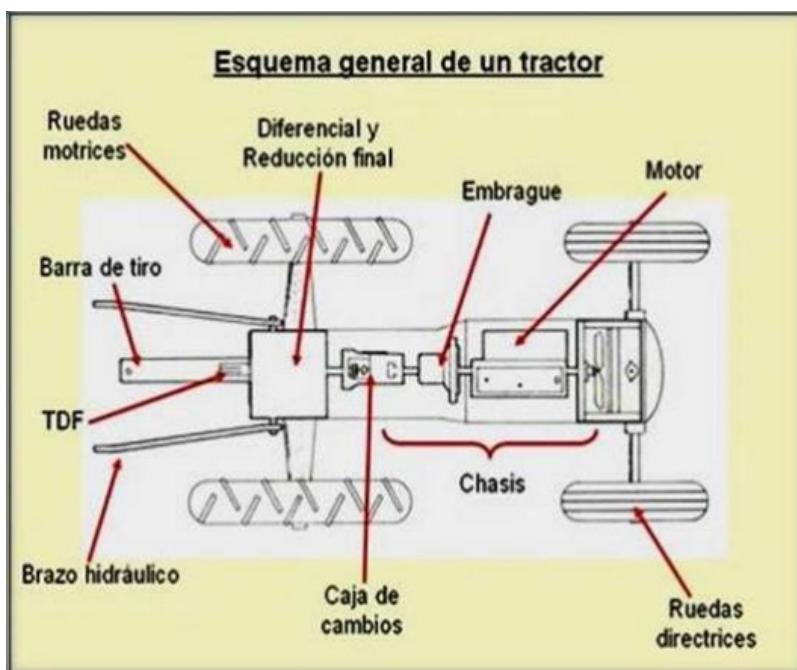
Tren cinemático del tractor 2WD

De los mecanismos mencionados previamente los engranajes son los que se utilizan fundamentalmente para conformar el tren cinemático de los diferentes diseños tractivos. A continuación, se describirá el que corresponde a un tractor de dos ruedas motrices (2WD) por ser el más sencillo y contar con todos los elementos esenciales para comprender la base del funcionamiento.

El tren cinemático debe transmitir la potencia que genera el motor hasta el eje motriz, adecuando el par motor y el régimen a la demanda. El tren cinemático de los tractores tiene una rtt que puede estar entre 20 y 200 variando según los distintos modelos. Estas relaciones de transmisión implican que reducen el régimen entre 20 y 200 veces. Al mismo tiempo multiplican el par motor esa misma cantidad de veces. Además, las operaciones de lubricación y mantenimiento periódico de las transmisiones (cambios de aceite, grasas) mantendrán las pérdidas de potencia por rozamiento/calor en los niveles más bajos posibles. La eficiencia total de transmisiones en un tractor 2WD puede variar entre 0,88 y 0,9 (88-90%)

En la Figura 125 se observa el esquema general de un tren cinemático de un tractor 2WD. Como se ve el tren cinemático cuenta con los siguientes componentes: Motor---Embrague---Caja de Cambios---Diferencial---Mandos Finales---Rodado.

Figura 125: Tren cinemático del tractor 2WD, señalando las distintas componentes



A continuación, se describe el funcionamiento de los componentes del tren cinemático de un diseño 2WD.

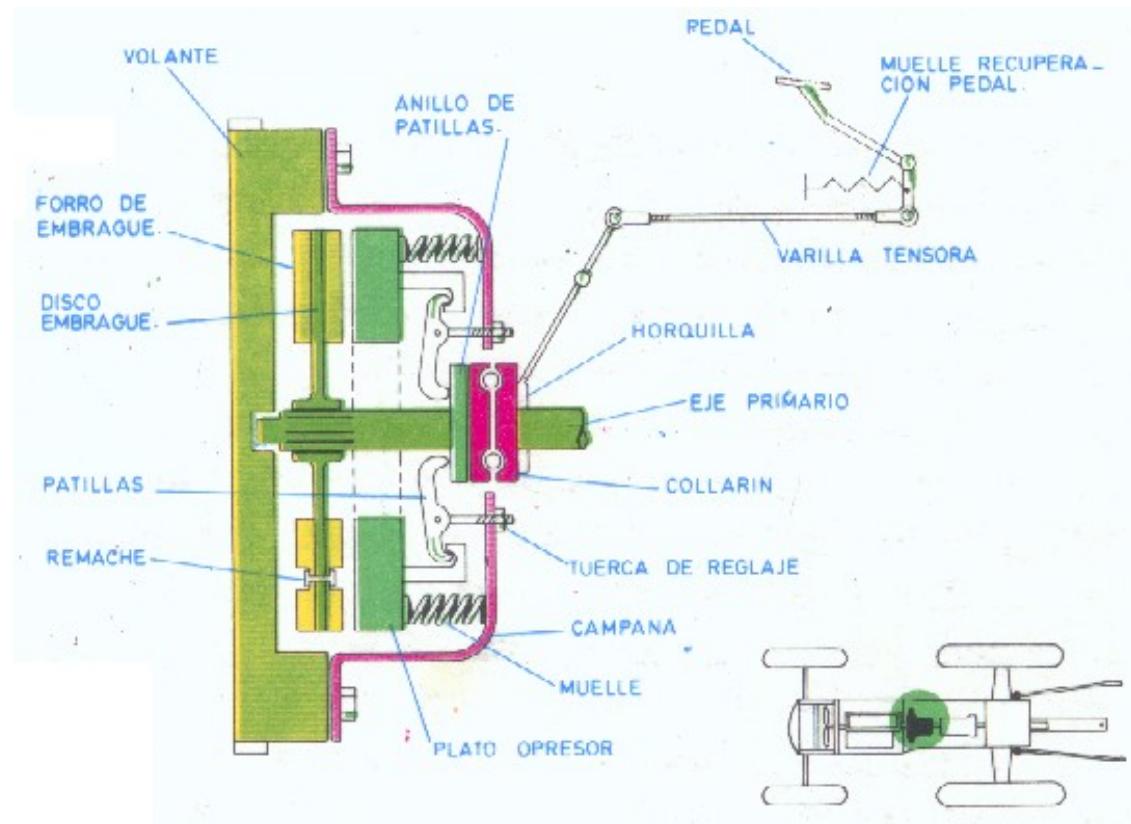
Embrague

El embrague está situado en la parte posterior del motor, acoplado a su volante de inercia, y su función es transmitir o no el movimiento del motor a la caja de cambios para permitir cambiar de una marcha a otra (tanto para poner un cambio como para sacarlo se debe apretar el embrague). Se acciona a través de un pedal, que en posición normal (suelto o sin pisar) transmite el

movimiento del motor a la caja de cambios, y al pisarlo deja de transmitir el movimiento. Además, al soltarlo gradualmente permite una salida suave al patinar de forma controlada, aunque no debe abusarse de esta conexión suave, ya que unos pocos segundos de patinamiento excesivo del embrague llevan a un desgaste prematuro del material de fricción del disco de embrague. Otra función importante del embrague es actuar como fusible del tren cinemático, siendo el único elemento que puede patinar o zafar ante un atascamiento o situación imprevista. El resto de los componentes del tren cinemático son engranajes o cadenas que no pueden zafar sin romperse. Es importante saber que, a pesar de no ser una pieza costosa, el reemplazo suele ser engorroso, ya que, en muchos tractores, particularmente los que no tienen chasis, reemplazarlo implica partir el tractor al medio, dejando al tractor fuera de servicio por varios días, generalmente en épocas de alta demanda, que es cuando suelen romperse los tractores.

El embrague más frecuente en tractores con caja de cambios manuales es el monodisco seco (Figura 126).

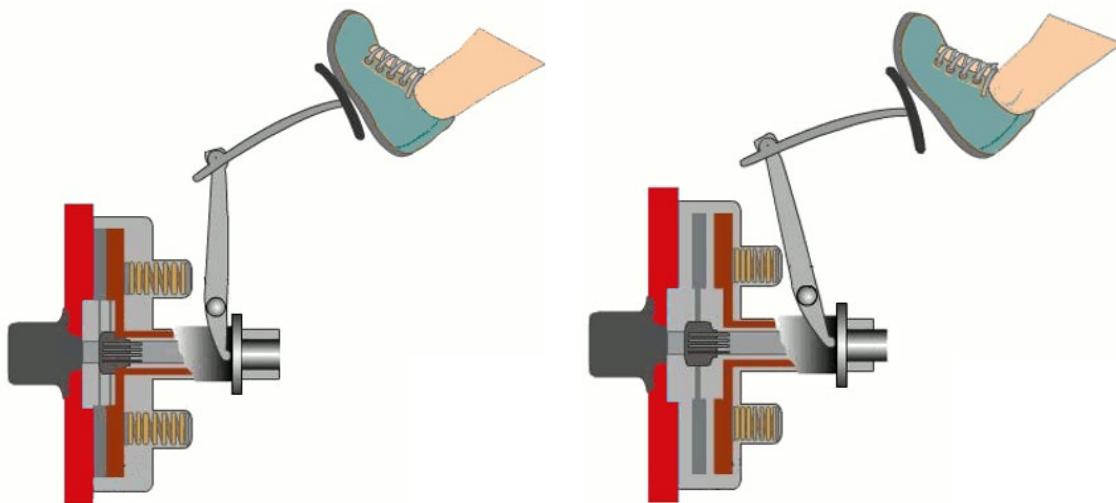
Figura 126: Embrague monodisco (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



Los principales componentes del embrague son envueltos por una campana que gira solidaria con el volante del motor. El eje de salida a la caja de cambios (eje primario) es estriado, y en esas estrías encaja el disco de embrague que puede desplazarse sobre el eje. Este disco metálico tiene en su periferia un material resistente a la fricción (forros de embrague). El plato opresor accionado por resortes o muelles empuja al disco de embrague hacia el volante, por lo cual cuando no se acciona el pedal el movimiento del eje del motor y la campana unida solidariamente

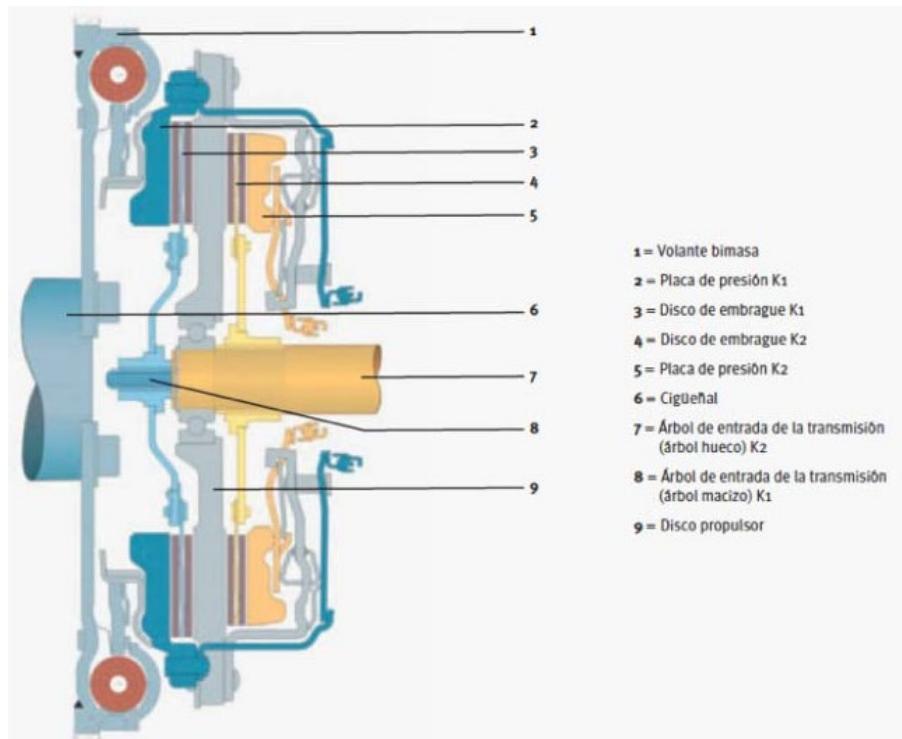
se transmite a través del disco al eje primario de la caja de cambios. Al apretar el pedal de embrague el plato opresor se retira y el disco de embrague queda libre, dejando de transmitirse el movimiento al eje primario (Figura 127).

Figura 127: Embrague monodisco en posición normal embragado (Izquierda) y desembragado (Derecha)

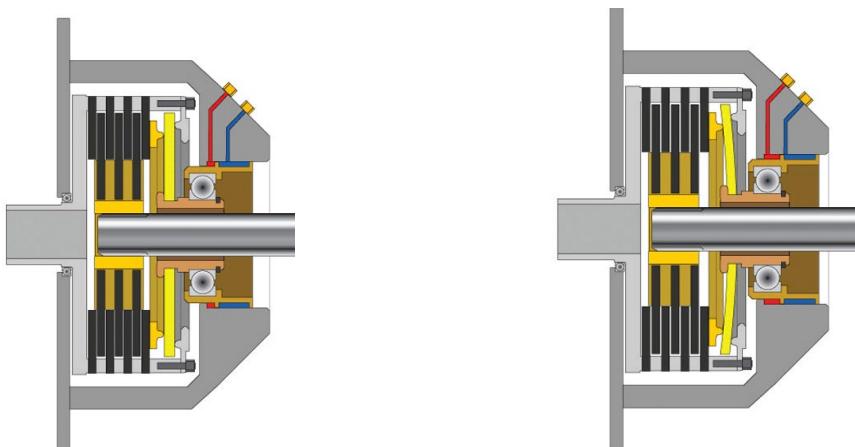


El funcionamiento del embrague puede visualizarse en el video de YouTube “¿Cómo funciona un embrague? (Animación)” (https://www.youtube.com/watch?v=6j_nWI9m-MY).

Existen alternativas al embrague monodisco. El embrague de doble disco permite desacoplar independientemente el movimiento del motor a las ruedas manteniendo el accionamiento de la toma posterior de potencia. En general el pedal en un primer recorrido desacopla el movimiento a las ruedas, y en la parte final del recorrido desacopla el movimiento a la toma posterior de potencia. En este tipo de embrague la salida del movimiento se da a través de dos ejes concéntricos (Figura 128), uno macizo que lleva el movimiento a la caja de cambios y otro hueco que lleva el movimiento a la TPP. Esto permite que una máquina que necesita accionamiento a través de la TPP mantenga ese movimiento rotacional aun cuando se cambia de marcha. A una máquina sembradora neumática por succión que perdiera el movimiento a la TPP en las cabeceras cuando se cambia de marcha se le caerían las semillas, a una pulverizadora que necesita el movimiento para mover la bomba y generar caudal, perdería el caudal y aumentaría el tamaño de las gotas de pulverización. El embrague de doble disco evita estos inconvenientes con un recorrido doble. La TPP mantendrá su movimiento cuando se pise el pedal por la mitad de su recorrido porque el disco de embrague que lleva movimiento a la toma se mantiene oprimido. Para acoplar y desacoplar la TPP se deberá pisar el pedal hasta el final de su recorrido.

Figura 128: Embrague de doble disco

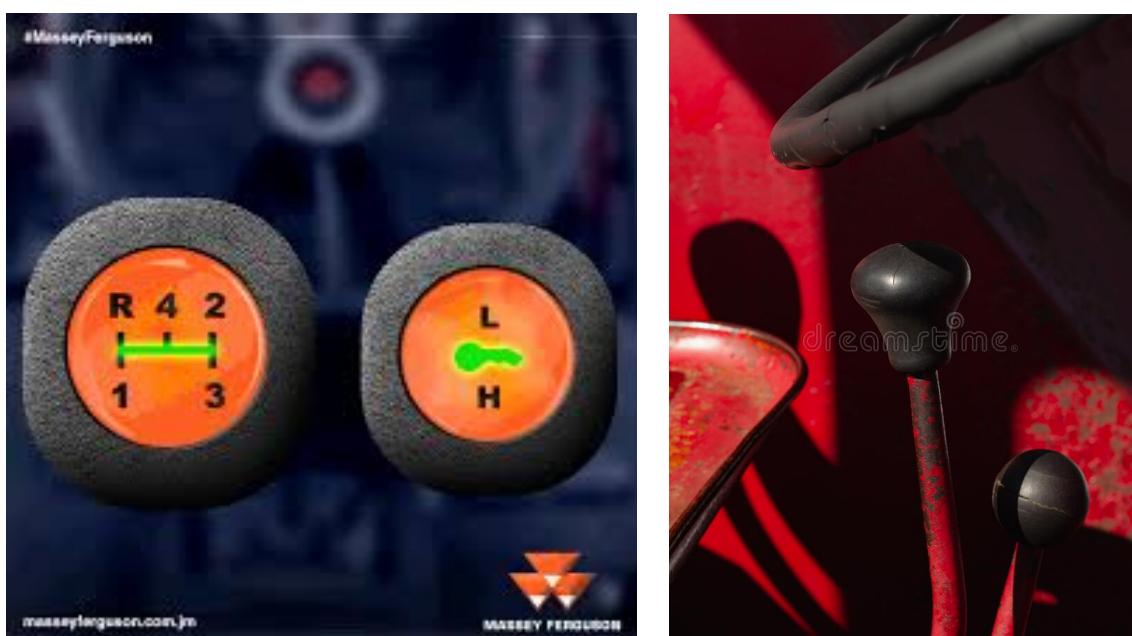
La potencia que puede transmitir un embrague está en función de su superficie de rozamiento que es función de su diámetro. Cuando se tiene que transmitir mucha potencia debería aumentar en gran medida el diámetro lo que implicaría una pieza muy grande. Otra alternativa es aumentar la superficie recurriendo a muchos discos de embragues (embragues multidisco) disminuyendo el radio de estos obteniendo embragues más compactos. Para esto el eje conducido se vincula a varios discos de embrague, que se intercalan con otros discos metálicos que engranan con una corona exterior que recibe movimiento del eje motriz (Figura 129). Además, el accionamiento pasa a ser hidráulico lo que facilita la labor. Este tipo de embragues cobran especial relevancia en las llamadas cajas power shift. Puede verse un video de su funcionamiento en YouTube “¿Cómo funciona un embrague multidisco? (Animación)” (<https://www.youtube.com/watch?v=CADe8EJRa2E>).

Figura 129: Embrague multidisco. Embragado (Izquierda) y desembragado (Derecha)

Caja de cambios

Luego del embrague se encuentra la caja de cambios. La función de la caja de cambios es variar la relación de transmisión entre el motor y el eje de las ruedas motrices, y así adecuar la velocidad y fuerza según la demanda de la labor. Las cajas de cambios pueden ser manuales o automáticas. En general, a diferencia de los automóviles, los tractores tienen dos palancas. Una primera palanca permite accionar un grupo reductor, que selecciona habitualmente entre dos o tres velocidades de entrada al eje primario de la caja de cambios. Este grupo reductor permite entonces seleccionar entre Alta y Baja (o Larga y Corta), o Alta, Intermedia y Baja. Las Altas tendrán alta velocidad y baja fuerza y las Bajas tendrán baja velocidad y alta fuerza. El número de alternativas del grupo reductor multiplica al número de marchas disponibles de la caja de cambios. Así, un tractor con caja manual de 4 marchas, y reductora de Baja, Intermedia y Alta, dará un total de ($4 \times 3 = 12$) doce marchas posibles (Figura 130).

Figura 130: Palancas de cambio de tractores. Habitualmente hay dos palancas: Una que comanda el grupo reductor y otra la caja de cambios propiamente dicha. En la imagen de la Izquierda se ve una palanca con 5 marchas: 4 adelante y 1 atrás y otra palanca con dos posiciones L (de Low o baja) y H (de High o alta). Esta combinación permite 8 marchas hacia adelante y 2 hacia atrás



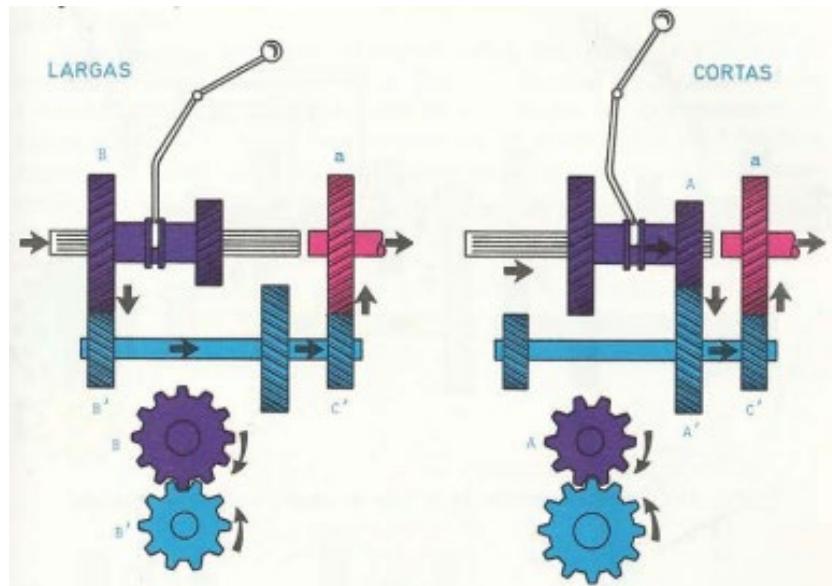
El grupo reductor puede ser de engranajes desplazables (Figura 131), engranajes en toma constante sincronizados (Figura 137 y Figura 138), o estar constituido por un conjunto epicicloidal (Figura 132).

En las cajas con engranajes desplazables el tractor debe estar detenido para poder cambiar la marcha, ya que tanto el engranaje motriz (acoplado al motor) como el conducido (acoplado al eje de las ruedas) deben detenerse por completo para que los engranajes acoplen al desplazarse

sobre un estriado del eje. Si se pisa el embrague, se frena el movimiento del eje motor, pero los ejes conducidos siguen moviéndose mientras el tractor se está desplazando (por estar vinculados con las ruedas). Por lo tanto, para que entre el cambio debe detenerse al tractor.

En la Figura 131 se observa el grupo reductor con dos opciones: a) cuando se desplaza hacia la derecha se combina un engranaje superior motriz de gran tamaño con un engranaje inferior conducido más chico obteniendo una multiplicación de las vueltas y reducción del par (largas, *high* o alta) y b) cuando se desplaza hacia la izquierda se combina un engranaje superior motriz chico con un engranaje inferior conducido más grande obteniendo una reducción de las vueltas y multiplicación del par (cortas, *low* o baja). Hay un espacio entre ambas opciones en las que ningún engranaje motor, engranará con otro del eje conducido. Ese espacio se corresponde con el punto muerto. Por último, el eje inferior, conducido presenta un tercer engranaje chico acoplado con un engranaje de mayor tamaño que se encuentra sobre el eje primario de la caja de cambios (Figura 134) experimentando una reducción previa a la caja en ambas opciones (Alta y Baja).

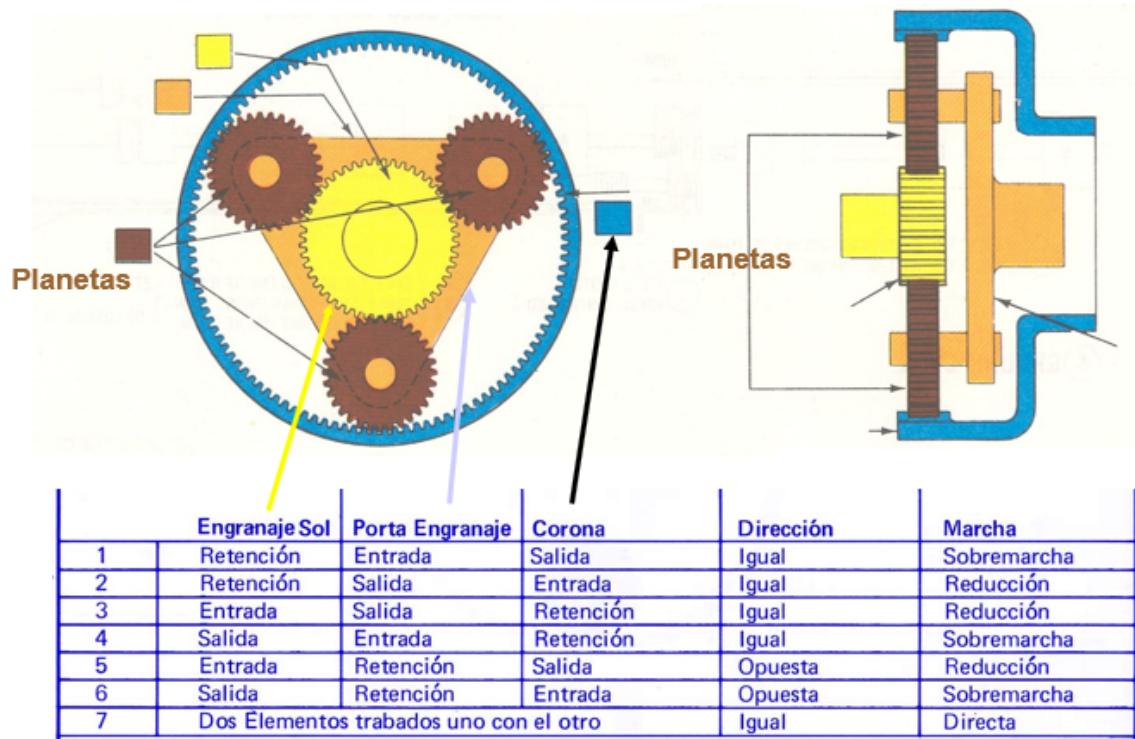
Figura 131: Grupo reductor de engranajes desplazables. Larga es síntesis de Alta y Corta de Baja (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



El conjunto epicicloidal o planetario tiene varios usos debido a su versatilidad y la cantidad de combinaciones de relaciones de transmisión e inversión de sentido de giro que permite. Es así, que se utiliza también en reductores finales, en cajas automáticas y en cajas CVT (*Continuously Variable Transmission*, transmisión variable continua) como elemento para mezclar la potencia mecánica e hidráulica.

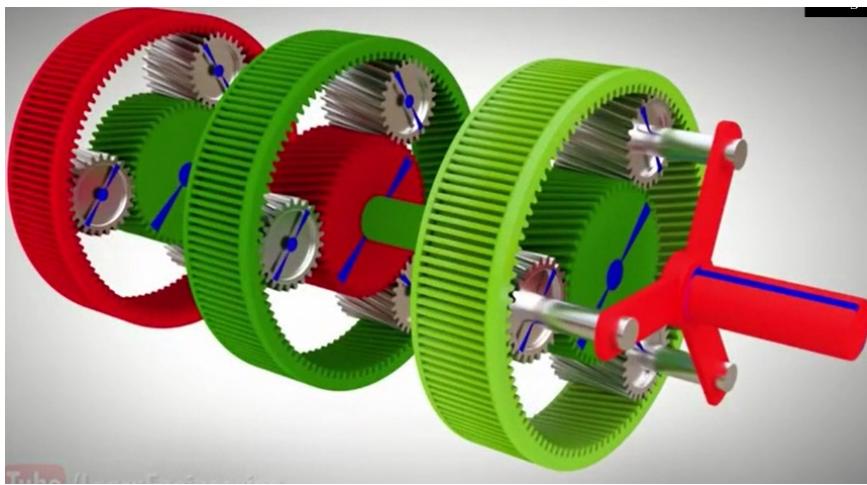
Cuando se usa como grupo reductor, previo a la caja de cambios, el movimiento de entrada será por el engranaje sol central (Figura 132) y la salida podrá estar acoplada al porta engranajes (caja porta satélites) con la corona frenada (lo que implicaría una reducción) o a la corona con el portaengranaje frenado (lo que implicaría marcha atrás). Cuando se usa como reductor (opción Baja) la relación de transmisión se calcula dividiendo el número de dientes de la corona sobre el número de dientes del engranaje sol. Si se acoplan dos elementos cualesquiera entre sí (corona y porta satélites, por ejemplo) el resultado será una directa (relación de transmisión 1:1) (que sería la opción Alta). La neutra (punto muerto) se consigue liberando la corona y de esta manera el engranaje sol mueve los planetas que a su vez mueven la corona que gira, pero el eje conducido por estar vinculado al porta engranajes se mantiene detenido. Para comprender mejor el funcionamiento del tren epicicloidal se aconseja ver el video de YouTube subtitulado “Movimientos del tren epicicloidal” (<https://www.youtube.com/watch?v=ZLfSo3A6tFo&t=1s>).

Figura 132: Grupo reductor de conjunto epicicloidal y las posibilidades que brinda en función del lugar por el que entra el movimiento, por el que sale y el elemento frenado (Adaptado de Márquez Delgado, 2012)



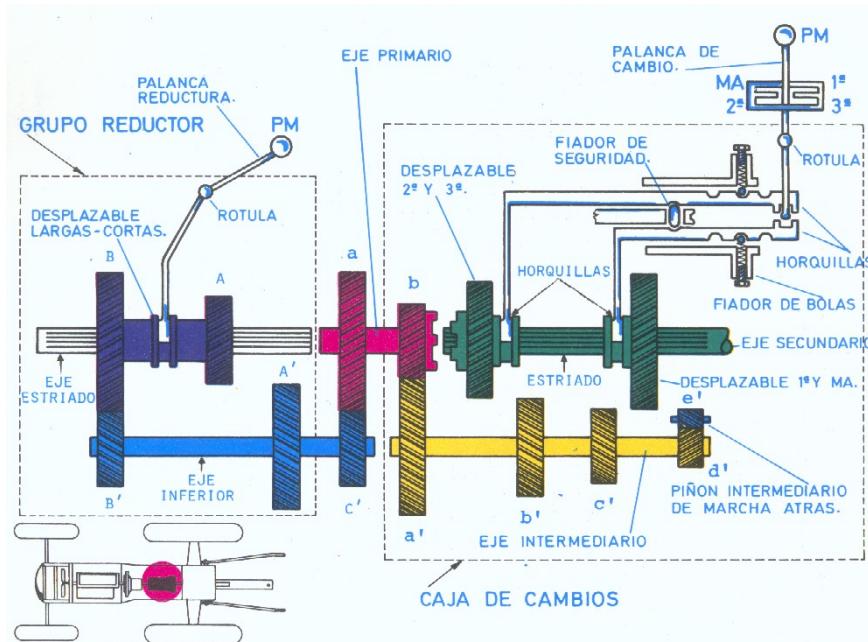
En algunas cajas automáticas se utilizan trenes de engranajes epicicloidales donde cada epicicloide ofrece un conjunto de opciones que se multiplican por las opciones de los otros epicicloides. El eje conducido de un epicicloide resulta el eje motor del siguiente (Figura 133).

Figura 133: Trenes de engranajes epicicloidales. Cada epicicloide ofrece una gama de posibilidades que se multiplica por las posibilidades del siguiente



Las cajas manuales más básicas encontradas en tractores son las de engranajes desplazables (Figura 134).

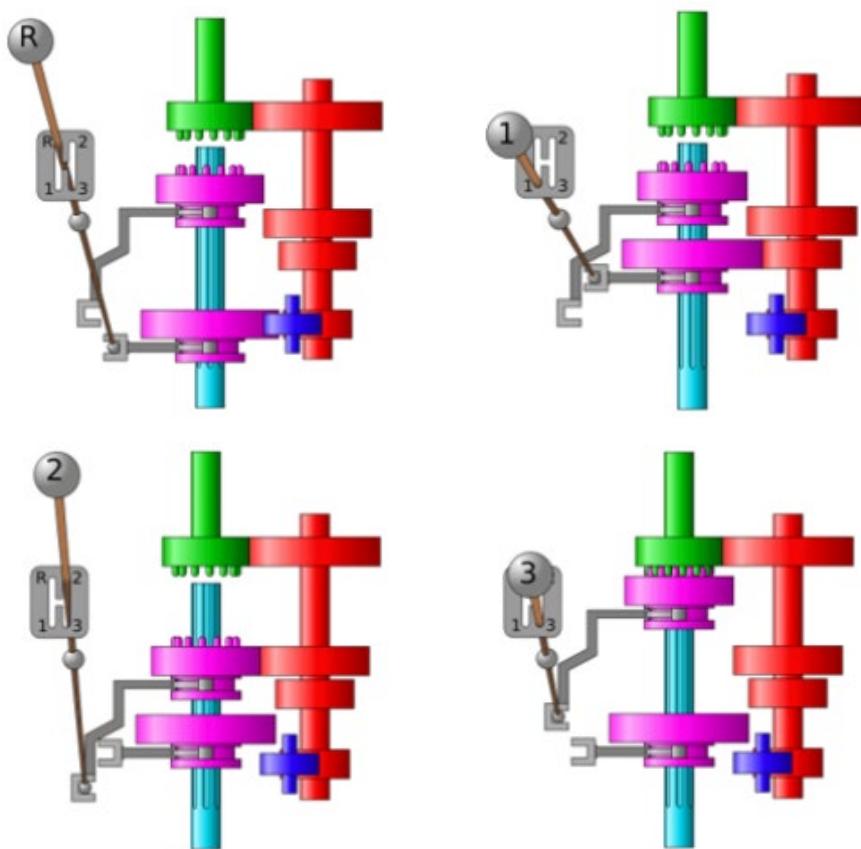
Figura 134: Caja de cambio y grupo reductor de engranajes desplazables
(Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



En la Figura 135 se puede ver una caja de cambios con 4 marchas (3 adelante y una atrás). El eje motor es el verde que se denomina primario, hay un eje intermedio rojo y un eje de salida que va hacia el diferencial que es violeta (llamado eje secundario). El eje primario le pasa movimiento al intermedio y se aprecia en la combinación de engranajes una reducción de las vueltas (el engranaje verde motor es más chico que el rojo conducido). Cuando con la palanca se elige primera se mueve el desplazable inferior hacia arriba sobre el eje secundario y se combina un engranaje rojo

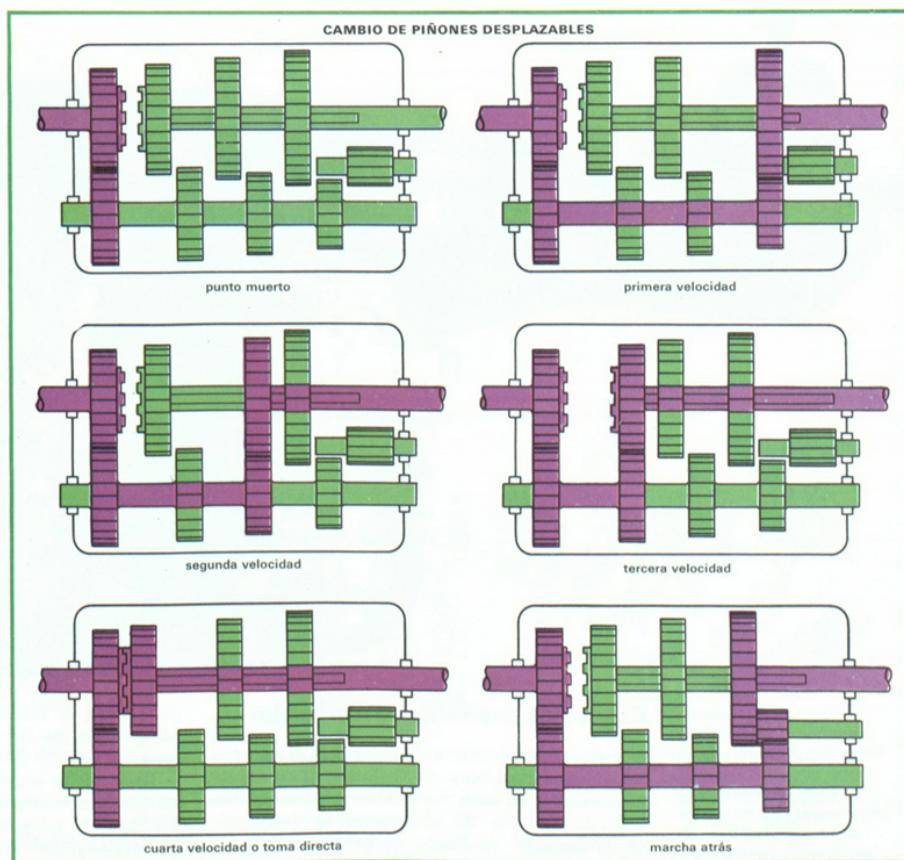
chico del eje intermediario con uno violeta grande del secundario, existiendo una reducción. Cuando se elige segunda se combina el desplazable violeta superior del eje secundario con otro engranaje rojo del intermediario siendo ambos de tamaño similar por lo que no existe la reducción que existía en primera, teniendo segunda más velocidad que primera. Cuando se elige tercera el desplazable violeta superior se mueve hasta combinarlo en forma directa con el engranaje motor verde por lo que el movimiento pasa en forma directa desde el eje primario (verde) al secundario (violeta) omitiendo la reducción que se daba entre el eje motor primario (verde) y el eje intermediario (rojo) (la relación de transmisión de la caja en este caso es 1:1, a esta marcha se la denomina directa). Cuando se selecciona marcha atrás, se mueve el desplazable violeta inferior del eje secundario hacia abajo hasta combinarlo con un piñón intermedio azul que recibe movimiento del eje intermediario. En este caso el eje secundario girará en sentido contrario al del resto de las marchas, es decir, el tractor se desplazará marcha atrás. Cuando el movimiento pasa en forma directa del primario al secundario (en tercera) el eje secundario gira en la misma dirección que el primario. Cuando se selecciona segunda o tercera el movimiento pasa al eje intermediario inicialmente (que girará en sentido contrario al primario) y luego el secundario girará en sentido contrario al intermediario (girará en el mismo sentido que el primario). En la marcha atrás, el movimiento pasa entre el intermediario y el secundario a través del piñón azul lo que termina generando un movimiento contrario en el secundario respecto del primario (marcha atrás).

Figura 135: Caja de cambios con 4 cambios. Marcha atrás (Arriba Izquierda), Primera (Arriba Derecha), Segunda (Abajo Izquierda) y Tercera (Abajo Derecha)



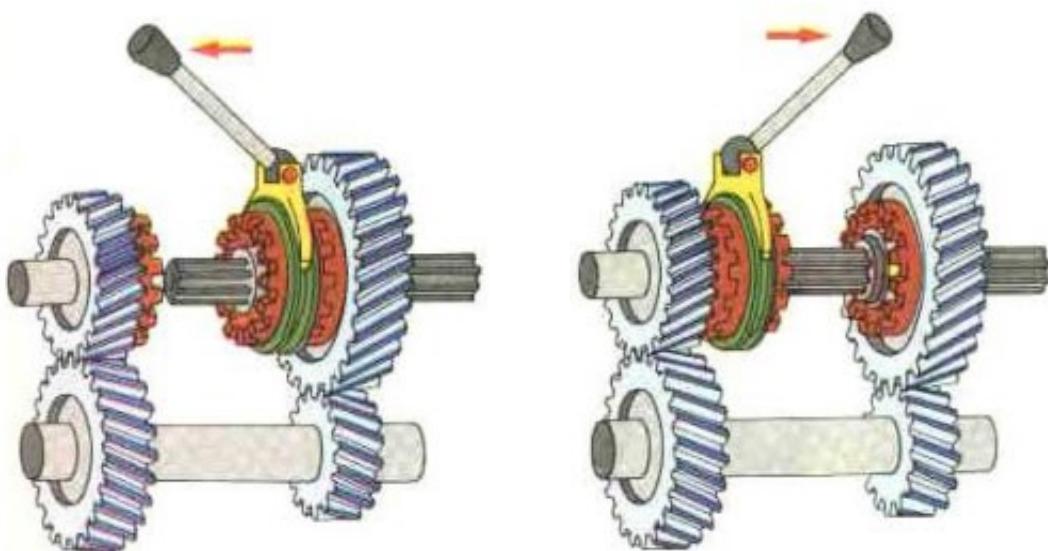
En la Figura 136 se ve una caja de cambios de engranajes desplazables de 4 marchas adelante y una atrás. En la imagen superior izquierda se aprecia que ninguno de los engranajes del secundario (eje conducido de salida) se combina con el eje intermedio o con el primario, por lo que no se está pasando el movimiento hacia el eje de las ruedas. A esta posición se la conoce como punto muerto. El eje motor (primario) es el superior izquierdo y el conducido el superior derecho (secundario) mientras que el eje inferior es el intermedio. Habrá un desplazable que moverá los dos engranajes de la derecha del secundario para poner primera y segunda, otro desplazable que permitirá conectar la marcha atrás y un tercero que moverá el engranaje superior izquierdo del secundario para conseguir tercera o cuarta (directa).

Figura 136: Caja de cambios de 5 velocidades, 4 adelante y 1 atrás. La directa es la cuarta. En la posición de punto muerto el movimiento no pasa al eje secundario



Siguiendo en complejidad se encuentran las cajas de engranajes en toma constante (Figura 137). En estas cajas los engranajes motores y conducidos están siempre engranados, pero los engranajes del eje secundario giran independientemente del eje (giran locos sobre el eje por medio de rodamientos). Un desplazable estriado es el que los hace solidarios al eje al acoplar con un piñón lateral del engranaje (Figura 137).

Figura 137: Caja de cambios en toma constante. El eje inferior es el motor y el superior el conducido. Los engranajes del superior giran “locos” sobre el eje y solo transmiten el movimiento al secundario (conducido) cuando el desplazable los engrana. En la imagen de la Izquierda se acopló el desplazable al engranaje de la derecha provocando una reducción del número de vueltas (el engranaje motor inferior es menor al conducido superior) y en la de la Derecha hay una pequeña multiplicación (engranaje motor más grande que conducido). Cuando el desplazable no engrana con ninguno de los dos engranajes (cuando está en el medio) estará en punto muerto



Para poder cambiar de marcha se ha visto que los ejes que contienen los engranajes a combinar deben estar quietos (el que trae el movimiento del motor mediante el pedal de embrague) y el que trae el movimiento de las ruedas detenido por frenado del tractor. Existe una segunda posibilidad para que dos engranajes puedan combinarse y es que tengan la misma velocidad de rotación. Esto se consigue en cambios en toma constante mediante la colocación de sincronizadores (Figura 138). Cuando el desplazable se mueve hacia el engranaje el cono comienza a transmitir el movimiento al desplazable a través de los piñones de sincronismo, se igualan inicialmente las velocidades del desplazable y el engranaje y a continuación se puede mover el desplazable que por estar girando a igual velocidad que el engranaje podrá acoplar con la corona lateral del mismo (Figura 139). Este tipo de cajas sincronizadas son las que se encuentran normalmente en los automóviles de caja manual, y son útiles en los tractores para marchas altas, cuando el tractor se encuentra realizando tareas de transporte, en ruta, donde sería peligroso detenerse para cambiar de velocidad. El cambio sincronizado no permite cambiar de marcha cuando el tractor está realizando un esfuerzo de tiro. En esos casos, es decir cuando se está bajo carga, al pisar el embrague el tractor se detendrá, al no tener la inercia suficiente y estar arrastrando un implemento clavado en el suelo que le demanda mucha carga.

Figura 138: El sincronizador permite cambiar de marcha sin detener al tractor. Izquierda: el desplazable está separado del engranaje izquierdo. Derecha: el desplazable se ha acoplado al engranaje. Para hacerlo ha empujado inicialmente el cono de sincronización (en amarillo) hacia el engranaje, al rozar se han igualado las velocidades del motor y del conducido y de esta manera se consigue el acople con ruedas en movimiento

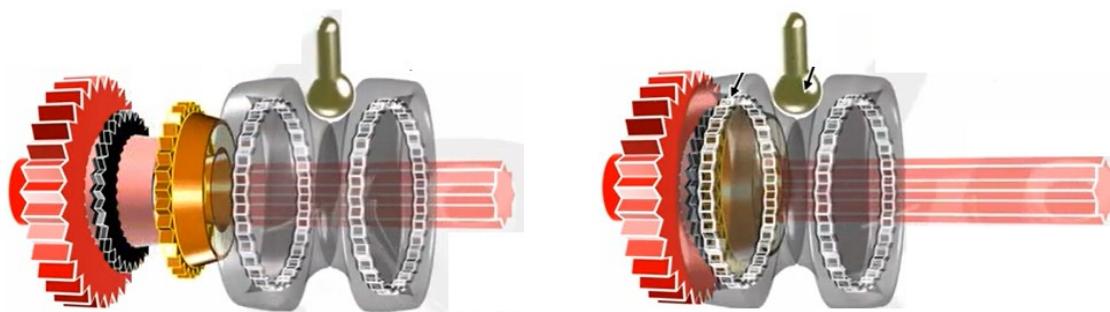
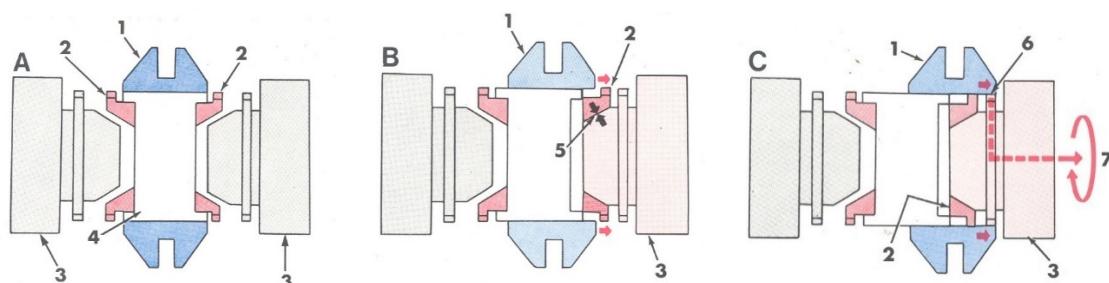


Figura 139: Diferentes fases del sincronizado. A: Punto muerto B: Se acerca el desplazable y toman contacto los conos de sincronización laterales de los engranajes con los piñones de sincronismo del desplazable C: Cuando se igualan las velocidades se puede finalizar el acoplamiento del desplazable sobre la corona del engranaje y se transmite el movimiento



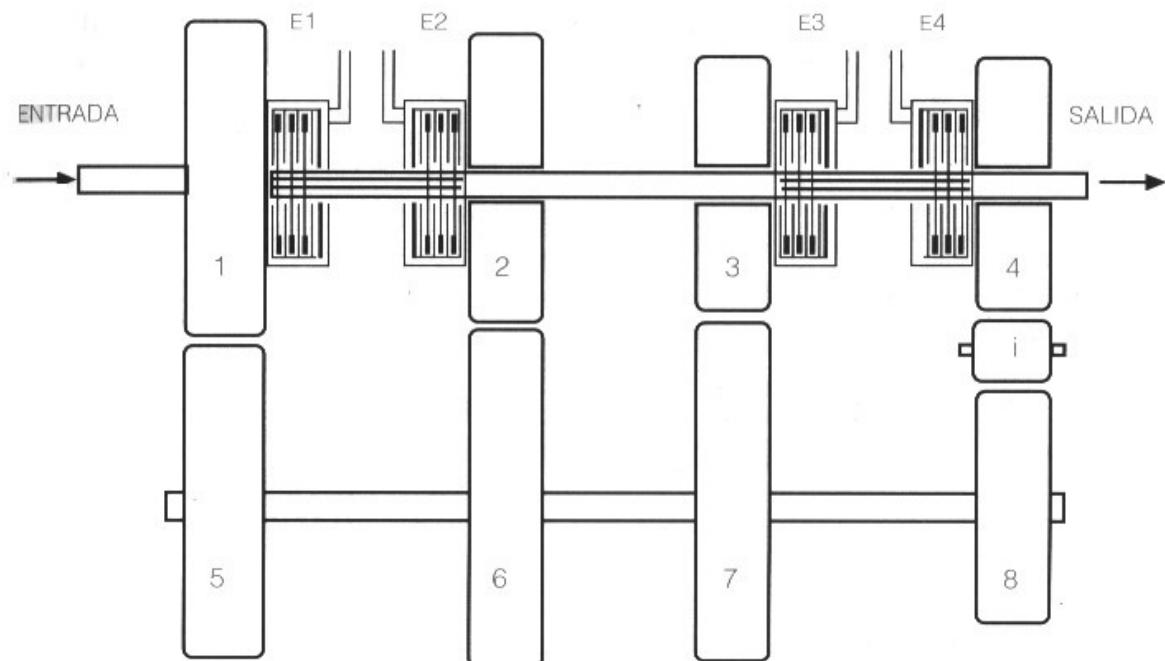
Para entender el funcionamiento de la caja de cambios se aconseja ver el video de YouTube “Transmisión manual cómo funciona” (<https://www.youtube.com/watch?v=bDM2Y0SrUUM>). En el mismo se visualizan distintas opciones, como engranajes desplazables, en toma constante y sincronizados.

Cambio baja carga o *power shift*

Las cajas de cambio que permiten cambiar de marcha aun haciendo grandes esfuerzos de tracción son denominadas cajas de cambio bajo carga o *power-shift*. En este tipo de cajas no hay interrupción en la transmisión de potencia del motor al eje motriz al cambiar la marcha y al hacerlo no es necesario embragar, solo se desplaza una corredera hacia adelante o hacia atrás o se pulsa un *joystick*. Esto se logra con engranajes en toma constante que se acoplan al eje a través de embragues hidráulicos multidisco que se accionan con electroválulas. Al cambiar de marcha estos embragues desacoplan un engranaje y acoplan otro

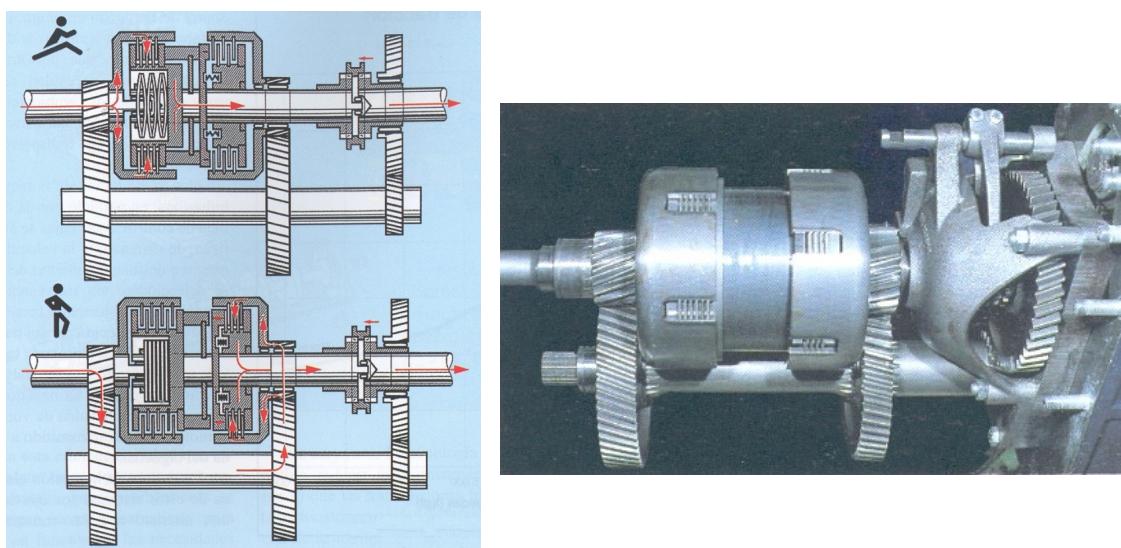
instantáneamente, de modo que nunca deja de transmitirse la potencia (Figura 140). No es necesario pisar el embrague para cambiar de marcha y los cambios están ordenados para que cuando se desplaza una palanca hacia adelante va aumentando la velocidad (cambios más largos) y cuando se desplaza hacia atrás se reduce la velocidad (cambios más cortos). En la Figura 140 se aprecia una caja automática con 4 marchas. Cuando no se acciona ninguno de los 4 embragues se corresponderá con punto muerto. Si se acopla el embrague E1 el movimiento pasará directamente del eje de entrada al de salida (directa o tercera en este caso). Si se acopla el embrague E2, el movimiento pasará del engranaje 1 al 5 y del 6 al 2, experimentando una reducción (primera). También si se acopla el embrague E3 a través de los engranajes 7 y 3 (segunda). Si se acopla el embrague E4, será la marcha atrás por la presencia del engranaje intermedio i. Existen cajas donde el accionamiento de estos embragues puede manejarse desde una computadora (CPU), que va seleccionando la marcha más adecuada en cada condición, priorizando una mayor carga en el motor o un menor consumo de combustible según indique el operador. La desventaja que presentan las cajas con cambios bajo carga es que están rozando todos los engranajes todo el tiempo (aun los que no se necesitan) y eso genera mayores pérdidas en la transmisión (menor eficiencia o rendimiento de la transmisión). Otra forma de decir lo mismo es afirmar que estas cajas tienen mayor consumo de combustible (demandan mayor gasto de combustible del motor) para su funcionamiento.

Figura 140: Caja de cambio de engranajes en toma constante, con embragues multidisco hidráulicos (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



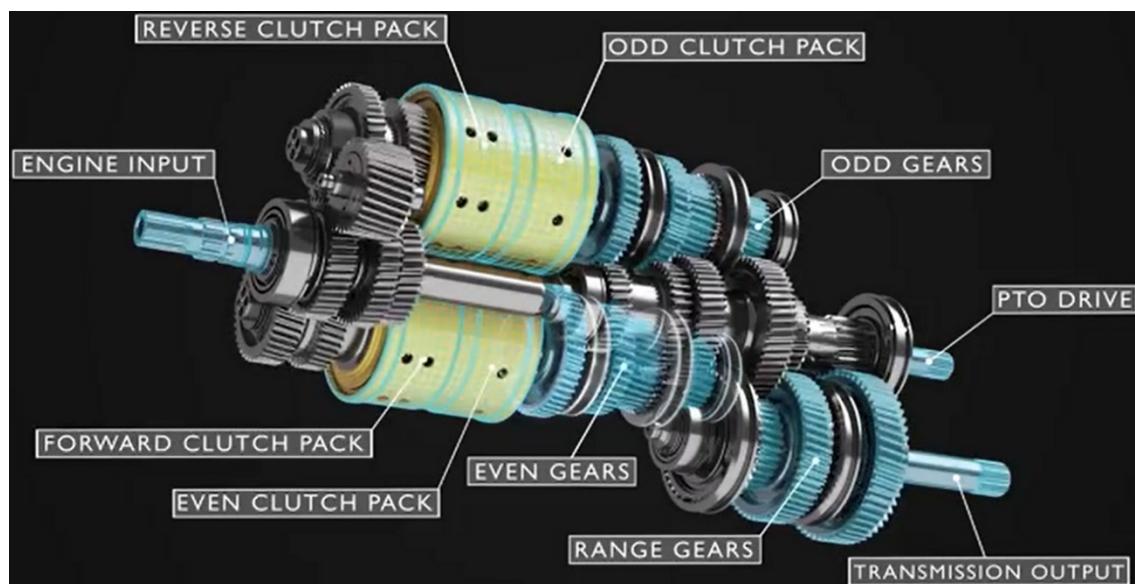
Las distintas empresas fabricantes de tractores ofrecen modelos de cambios bajo carga que pueden tener una parte de la transmisión bajo carga (*semi power shift*) y el resto se mantiene manual hasta las opciones más completas en las que se incluye toda la gama de cambios bajo carga (*power shift*). Las más simples incluyen la alternativa Hi-Lo (de High-Low, alta-baja) permitiendo cambiar el grupo reductor bajo carga (pasar de alta a baja o viceversa, sin embragar) (Figura 141).

Figura 141: Transmisión de cambio bajo carga tipo Hi-Lo (Deutz-Powermatic). Izquierda: Cuando se acopla el embrague multidisco de la izquierda se conecta directamente el eje de entrada con el de salida (directa). Cuando se acopla el embrague de la derecha el movimiento pasa por el eje inferior intermedio con una reducción de las vueltas. Derecha: Foto del conjunto



Se aconseja mirar el video de YouTube “New Holland Dynamic Command™ transmisión” (<https://www.youtube.com/watch?v=inXZnoKoKO4>) (Figura 142). Se visualiza en el mismo las distintas opciones de cambio bajo carga que ofrece la empresa (la que tiene todos los cambios bajo carga se denomina “Auto Command” habiendo otras opciones Dynamic Command y Electro Command que tienen bajo carga solo un rango de velocidades). Se muestra la opción de cambio de dirección instantánea (inversor) con un mando en el volante. Se observa como pisando un solo pedal (freno) se detiene el movimiento y al soltarlo se vuelve a la situación de movimiento (se desconecta y conecta la transmisión). Se observa el mando en un joystick que el operario mueve hacia adelante para aumentar la velocidad. Por último, se observa un trabajo de labranza primaria de alto esfuerzo de tiro, se ha seleccionado una velocidad de avance (10km/h) y la computadora va eligiendo la marcha y el régimen del motor para mantener dicha velocidad en función de los aumentos de carga que pudiesen ocurrir por pendientes, suelos más duros, etc., algo similar a lo que en los autos se denomina “velocidad crucero”.

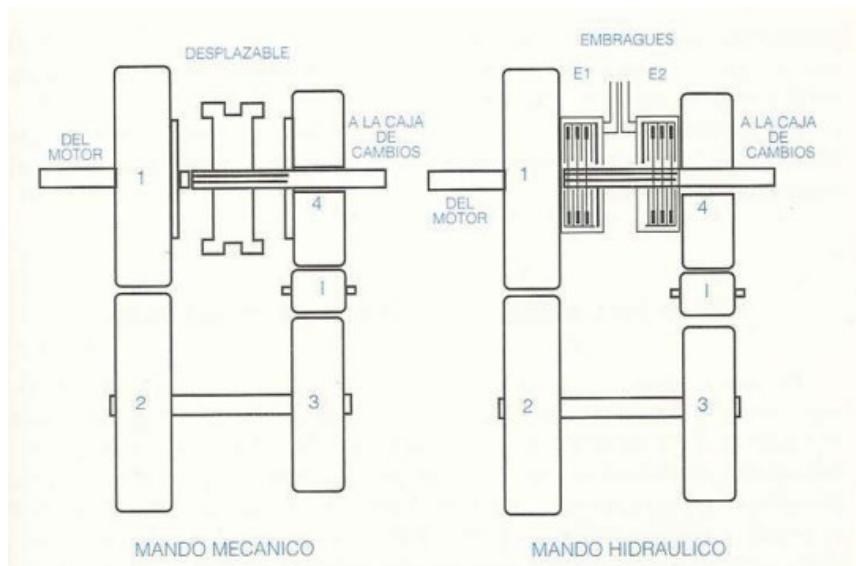
Figura 142: Transmisión Power shift de la empresa New Holland. Se aprecian paquetes de embragues que permiten seleccionar entre marchas hacia adelante (forward) y hacia atrás (reverse) y entre marchas impares (odd) y pares (even)



Inversor

El inversor de sentido de avance no está presente en todos los tractores y se ubica por lo general por delante de la caja de cambios. Permite invertir el sentido de giro en todas las marchas, pudiendo de esta manera cambiar rápidamente el sentido de avance accionándolo, sin tener que recurrir a la marcha atrás. Por razones de seguridad, las marchas más altas suelen no estar incluidas en las opciones del inversor. Se vuelve muy útil en tareas en que el cambio de sentido es frecuente como las tareas de extracción en silos de maíz, tractores viales de movimiento de suelos, etc. Puede ser de mando mecánico, con un desplazable, o hidráulico a través de embragues multidisco (Figura 143). Puede verse un video de su utilización en YouTube “John deere 7710 powershit con inversor en el volante” (<https://www.youtube.com/watch?v=zkj9E3wQ-bA&t=36s>) donde un operario frecuentemente cambia de sentido de avance recurriendo a una pequeña palanca debajo del volante. La palanca hacia arriba es marcha adelante y hacia abajo marcha atrás.

Figura 143: Inversor de sentido de avance de mando mecánico (Izquierda) e hidráulico (Derecha) (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



Telmo Palancar

Escalonamiento de marchas

Los tractores agrícolas se desplazan a velocidades que van desde menos de 5 hasta 40km/h. Requieren cajas que tengan las suficientes marchas para cada tipo de actividad. Se suele clasificar a las marchas en cortas (menos de 5km/h), medias (de 5 a 12km/h) y largas (más de 12km/h). Las cortas son usadas para trabajos especiales pesados y para tareas de aproximación de enganche y desenganche de herramientas, las medias son las llamadas “de trabajo” ya que la mayoría de las operaciones agrícolas se hacen a esas velocidades. Las largas son denominadas “de transporte” porque se utilizan para desplazamientos entre lotes, por la ruta, caminos, etc. con poca demanda de esfuerzo.

En la Figura 144 se observa la velocidad alcanzada por cada una de las 16 marchas de un tractor que cuenta con una caja de 4 x 4 (el grupo reductor presenta Alta, Media, Baja y Marcha atrás) y la caja tiene primera, segunda, tercera y cuarta. Puede notarse que el sentido creciente de relaciones de transmisión no es intuitivo, es decir, no necesariamente están primero todas las bajas, luego las medias y por último las altas. El sentido creciente de velocidad (y decreciente de fuerza) es 1B, 1M, 2B, 2M, 3B, 3M, 1A, 4B, etc. Nótese que si el tractorista quiere pasar de un cambio al siguiente tiene que recordar esta secuencia o caso contrario deberá hacerlo por tanteo, hasta conseguir equiparar la carga en el motor que le demanda la labor. Las cajas *Powershift* presentan como ventaja adicional que el tractorista no tiene que recordar nada de la transmisión, sencillamente pulsará la corredera o el *Joystick* hacia adelante cuando quiera más velocidad o hacia atrás cuando quiera más fuerza y la transmisión va hacia el cambio siguiente (o al anterior). Se muestra en la misma Figura que el régimen del motor puede ir desde 1500rpm a régimen mínimo (por debajo de par máximo) hasta 2411rpm a régimen máximo. Con esa variación de régimen y con los distintos cambios se alcanzarán distintas velocidades en función de la relación de transmisión de cada cambio y el rodado del tractor (18,4x38).

La velocidad teórica se obtiene como:

$$V_t = \frac{2 \times \pi \times r \times n_m}{rtt}$$

Así por ejemplo en 4ta alta, la velocidad puede ir desde 18,8km/h hasta 30,2km/h variando el régimen del motor.

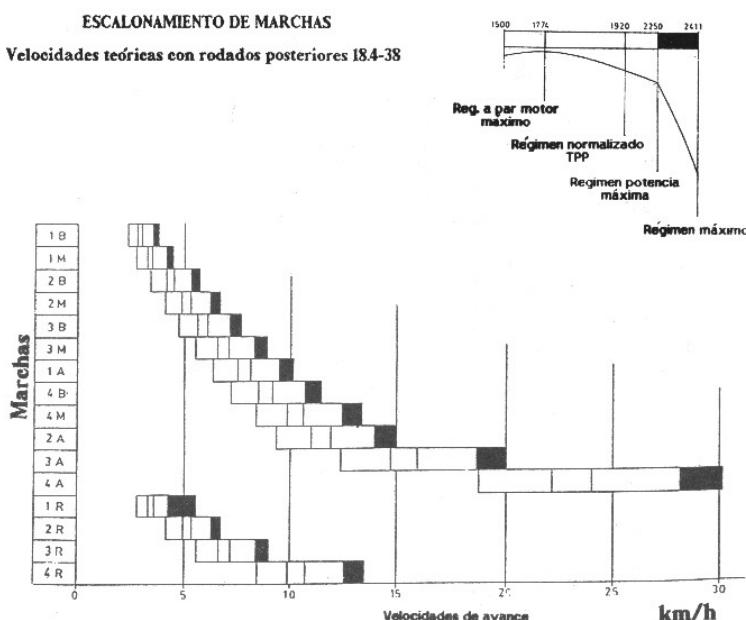
Se observa un buen solape de velocidades en la zona de trabajo (5 a 12km/h).

El escalonamiento entre dos marchas consecutivas se puede calcular a partir de la relación de velocidades obtenidas en ambas marchas a idéntico régimen del motor, por ejemplo, para el tractor analizado, el escalonamiento entre tercera baja (que tiene una velocidad máxima de 7,7km/h) y tercera media (que tienen una velocidad máxima de 8,9km/h) (tercera baja y tercera media son marchas consecutivas) se calcula como

$$\text{Escalonamiento (\%)} = \frac{8,9\text{km}/\text{h} - 7,7\text{km}/\text{h}}{8,9\text{km}/\text{h}} \times 100 = 13,5\%$$

Sería deseable que el escalonamiento entre marchas en la zona de trabajo no sea mayor al 10-15%. Mayores saltos implicarán dificultades para armonizar la oferta a la demanda que presenta cada labor. El escalonamiento de marchas está también relacionado con la reserva de par. Cuanto mayor reserva de par tiene el tractor, el motor se podrá cargar más, tolerando posibles sobrecargas que implique la labor. En los motores con baja reserva se debe contar con la posibilidad de ajustar en mayor medida el porcentaje de carga, ya que el acercamiento a régimen nominal no es aconsejable en tareas de esfuerzo variable por los incrementos de carga que pueden sobrevenir y la poca reserva del motor. Pero el alejamiento de régimen nominal tampoco debe ser tan grande que deje al motor muy descargado, lo que implicaría un muy bajo aprovechamiento de su capacidad. Por eso, en motores con baja reserva, es interesante contar con muchos cambios que permitan regular más ajustadamente el porcentaje de carga.

Figura 144: Velocidades alcanzadas con las 16 marchas de un tractor (12 adelante y 4 atrás) en función del régimen de aceleración del motor

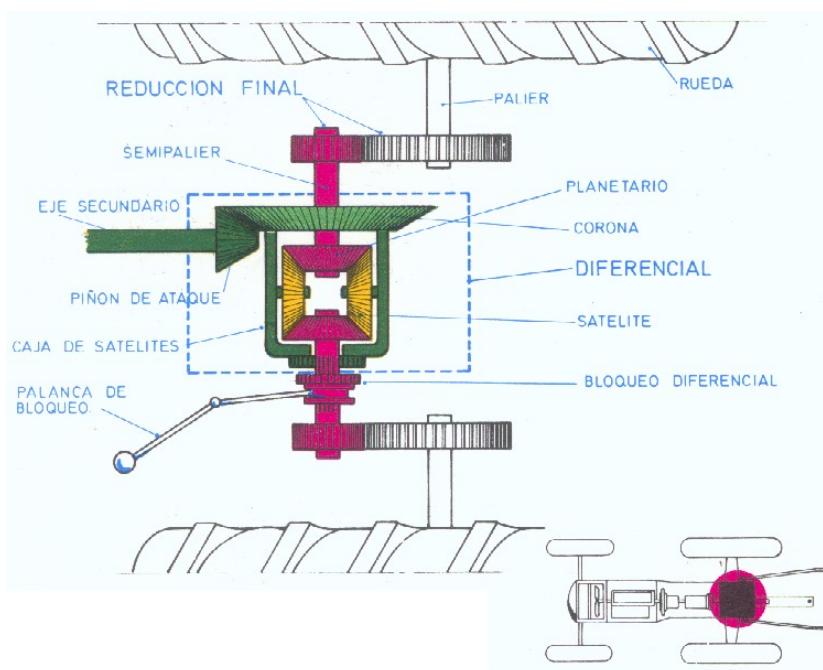


Diferencial

El diferencial es un conjunto de engranajes que se encuentra entre la caja de cambios y los mandos finales. Los diferenciales de los tractores cumplen tres funciones:

- 1) Reducen las vueltas (y multiplican los pares) en el orden de 4 a 6 veces a partir de un piñón de ataque pequeño (que trae el movimiento de la caja de cambios) que mueve la gran corona del diferencial (acoplada al resto del sistema). La corona en consecuencia es 4 a 6 veces más grande (en cantidad de dientes y diámetro) (Figura 145).
- 2) Cambian la dirección en que se entrega el movimiento. Gracias a que el piñón de ataque y la corona son engranajes cónicos (a 90°) el movimiento que trae el eje que viene de la caja de cambios (de adelante hacia atrás) se transforma en un movimiento perpendicular (desde el centro del tractor hacia los laterales) luego de la corona (Figura 145).
- 3) Permiten diferenciar la cantidad de vueltas que dan las ruedas del eje motriz (rueda derecha y rueda izquierda del mismo eje pueden girar a distinto número de vueltas) lo que es una condición necesaria para poder doblar (ya que la rueda que va por la parte externa de la curva tiene que recorrer más distancia, y en consecuencia dar más vueltas que la rueda que va por la parte interna de la curva). Esta última función es la que le da el nombre al mecanismo.

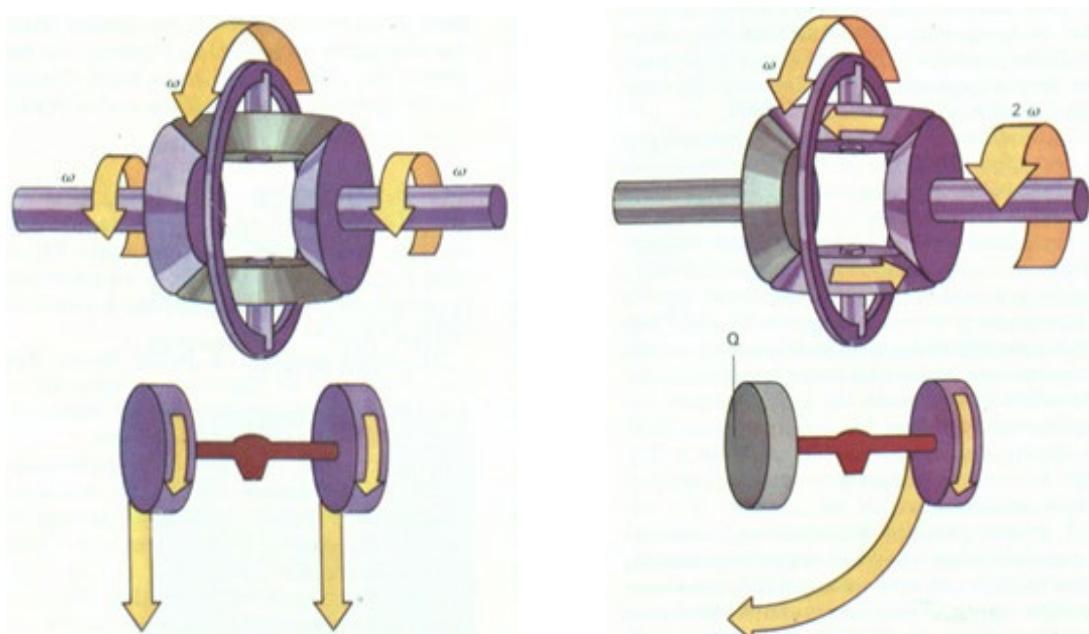
Figura 145: Conjunto Diferencial y Reductores Finales de un tractor. Se aprecia como el movimiento que viene del eje secundario de la caja de cambios sale del diferencial en dirección perpendicular hacia ambos laterales gracias al par cónico. Se aprecia también la reducción de vueltas dada por el piñón de ataque y la corona del diferencial que reduce las vueltas y multiplica los pares. Luego de los semipalieres se encuentran los reductores finales que reducirán aún más las vueltas y multiplicarán asimismo los pares que llegan del diferencial (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



El diferencial consta de una corona que recibe movimiento del piñón de ataque (perteneciente al eje secundario de la caja de cambios). La corona está soldada a la caja portasatélites (o caja de satélites) que contiene de 2 a 4 engranajes también cónicos llamados satélites (en amarillo en la *Figura 145*), de manera que cuando la corona gire, los satélites la acompañarán en su movimiento de giro (son arrastrados por la corona y se trasladan con ella). A su vez los satélites están engranados con los planetarios (en rosa en la *Figura 145*). Además de trasladarse con la corona los satélites son libres de girar sobre su eje y rotar alrededor de los planetarios, si es que alguno de ellos se encontrase “frenado” en mayor medida que el otro. Por lo tanto, el piñón de ataque moverá la corona que a su vez arrastrará a la caja portasatélites con los satélites y estos últimos moverán los planetarios que están vinculados a los semiejes del tractor que, previo paseo por los reductores finales, moverán las ruedas del tractor.

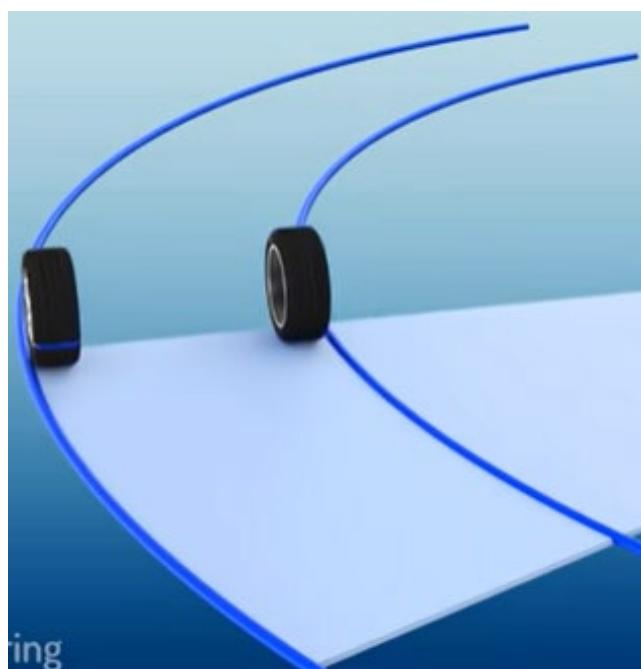
Cuando el tractor se encuentra en una recta, ambas ruedas del mismo eje motriz (izquierda y derecha) demandarán el mismo esfuerzo para ser movidas y en consecuencia los satélites, arrastrados por la corona moverán a los planetarios sin rotar sobre su eje (se trasladarán con la corona pero no rotarán sobre su eje) y entregarán el mismo número de vueltas a ambas ruedas, lo que es necesario para que ambas ruedas recorran la misma distancia en el mismo tiempo (*Figura 146*, Izquierda).

Figura 146: Funcionamiento del diferencial en recta (Izquierda) y en curva (Derecha). En recta los satélites se trasladan, pero no giran sobre su eje. En curva se trasladan, pero giran alrededor del planetario de la rueda más frenada y transmiten más vueltas a la rueda menos frenada (que será la que va por la parte externa de la curva)



Cuando el tractor toma una curva hacia uno u otro lado la rueda del lado externo de la curva deberá recorrer más distancia que la rueda del lado interno (Figura 147). En las ruedas conducidas (empujadas) del eje delantero esto no es un problema, pero si lo es en el eje motriz ya que este eje debe seguir recibiendo fuerza y par para poder avanzar y tirar del apero que esté arrastrando. Los satélites del diferencial tratan siempre de empujar a los planetarios, pero en la curva, la rueda interna a la curva estará más frenada, costará más moverla y es en esta situación que los satélites en lugar de solo trasladarse, rotarán alrededor del planetario conectado al eje de la rueda interna y pasarán las vueltas al otro planetario, el de la rueda externa, que será más fácil de hacer girar. Por lo tanto, el diferencial “percibe” diferencias de resistencia en ambos planetarios y si encuentra menos resistencia en alguno de ellos rota alrededor del planetario que más resistencia opone y le pasa las vueltas al de menos resistencia. En la Figura 146 Derecha la rueda de la izquierda está frenada (los tractoristas usan el freno individual de cada rueda para reducir el radio de giro) y en consecuencia los satélites están rotando alrededor del planetario de esa rueda y le están pasando todas las vueltas al otro planetario (al de la rueda derecha) que está girando al doble de vueltas de la corona. La suma de vueltas de ambos planetarios siempre será el doble de las vueltas de la corona.

Figura 147: En una curva la rueda interna a la curva (rueda derecha) recorre menos distancia que la rueda externa a la curva (rueda izquierda), por lo tanto, la rueda externa debe recibir más vueltas que la interna en el mismo lapso de tiempo



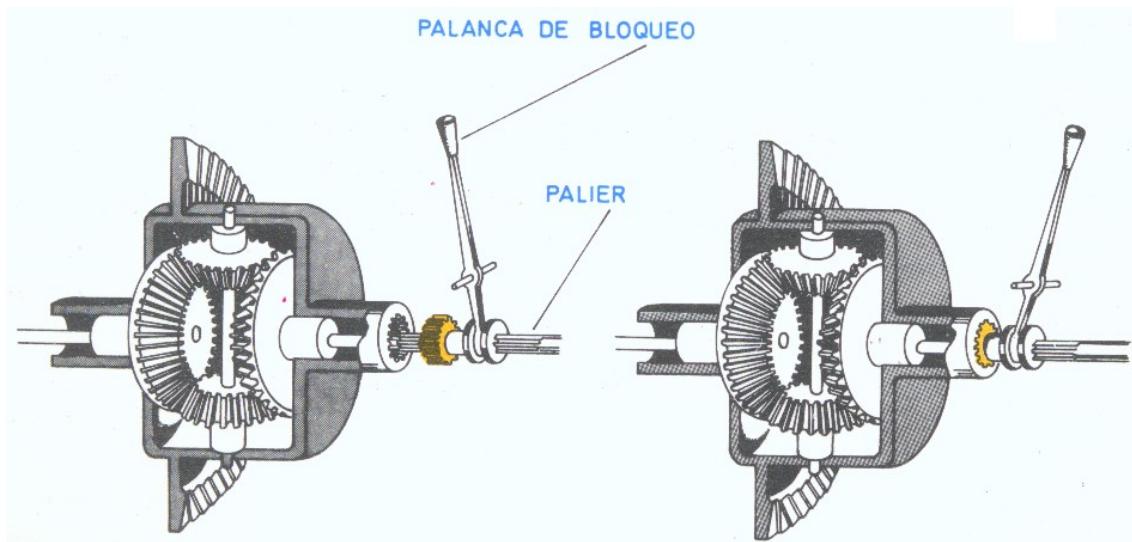
Para comprender mejor el funcionamiento del diferencial se aconseja ver el video de YouTube “¿Cómo funciona un diferencial?” (<https://www.youtube.com/watch?v=MlsRpWqCNew>).

Bloqueo del diferencial

El diferencial “percibe” diferencias de resistencia en ambas ruedas motrices y le envía más vueltas a la rueda que oponga menos resistencia que será la del lado externo de la curva. Pero puede ser que una de las ruedas esté pasando por un sustrato más blando o húmedo y en consecuencia el diferencial envíe más vueltas a esa rueda “interpretando” que está en una curva cuando en realidad está en una recta. Esto puede provocar un patinamiento diferencial, una discordancia cinemática. Cuando el tractor está realizando elevados esfuerzos de tiro y avanza en línea recta sería recomendable bloquear el diferencial. El bloqueo del diferencial limita la rotación de los satélites alrededor de los planetarios con lo cual se imposibilita que una rueda gire más que otra y en consecuencia el tractor ya no podrá doblar.

En la Figura 148 se ve el bloqueo del diferencial a través de una palanca que desplaza un engranaje y solidariza la caja portasatélites con el palier (y con el planetario) con lo que el satélite ya no puede rotar sobre su eje sin mover a un planetario, solo se puede trasladar con la caja portasatélites moviendo ambos planetarios con el mismo número de vueltas. El bloqueo se puede hacer en forma mecánica a través de una palanca o pedal y también con ayuda de la electrohidráulica apretando un botón o desplazando un mando en un tablero con lo que facilita mucho las operaciones de bloqueo/desbloqueo.

Figura 148: Funcionamiento del bloqueo del diferencial mediante una palanca. A la Izquierda el diferencial no está bloqueado. A la Derecha se desplaza el engranaje y se hace solidario el semipalier y el planetario con la caja portasatélites con lo que ya no puede girar el satélite sobre el planetario. El diferencial queda bloqueado y el tractor no podrá doblar (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



Siempre debería usarse el bloqueo del diferencial cuando se avanza en recta haciendo tareas de alto esfuerzo de tracción ya que de no hacerlo ante diferencias de resistencia de los distintos sustratos

en que están las ruedas, el diferencial enviará todas las vueltas a la rueda que es más fácil hacer girar, que es la que tiene poca reacción y patina, y deja de enviar vueltas a la rueda que está sobre suelo más firme y más resistente, que sería la rueda que puede ayudar a salir de esa situación..

También sería aconsejable usar el bloqueo ante situaciones de encajada, donde el tractor no tiene posibilidad de avanzar. En el video “Tractor John Deere 2530 Patinando parte II” (<https://www.youtube.com/watch?v=5XrVhjeSiZI>) puede verse como un operario trata de sacar un tractor claramente encajado. Se observa que trata de ir hacia adelante y hacia atrás, pero viendo las dos ruedas del eje motriz trasero se aprecia que giran a distinto régimen, una siempre gira más que la otra lo que denota que el operario no ha bloqueado el diferencial. Se ve que la rueda de la derecha de la imagen está “empachada”, es decir, el espacio intertaco está completamente lleno de barro, siendo la rueda que más patina. La traba del diferencial la tienen todos los tractores, por antiguos que sean, y se debe recomendar su utilización cuando se observa la necesidad del empleo,

Una precaución que debe tomarse cuando se bloquea el diferencial es recordar desbloquearlo cuando se llega a la cabecera porque de lo contrario, el tractor no dobla y se choca el alambrado. Debe tenerse en cuenta que cuando llega a la cabecera el tractorista tiene que hacer varias operaciones: levantar el apero que lleva clavado, girar, en algunos casos cambiar de marcha, por lo que desbloquear/bloquear el diferencial será una operación más que se suma en las cabeceras. Hay tractores que traen comandos que funcionan como una “macro” de Excel, es decir, son capaces de grabar y repetir un conjunto de operaciones: por ejemplo, en una cabecera debería clavarse el equipo y bloquear el diferencial y en la otra cabecera hacer lo contrario (levantar el equipo, desclavarlo y desbloquear el diferencial para poder doblar). Si esto se hace apretando un botón, el trabajo para el operario se hace mucho menos fatigoso y el mando “invita” al operario a utilizarlo, siendo más eficiente en la tarea y cometiendo menos errores.

El no tratar el diferencial puede llevar con el tiempo a desgastes diferentes de los neumáticos y si terminan teniendo distinto diámetro por desgaste, el diferencial deberá trabajar luego todo el tiempo para darle más vueltas a la rueda de menor diámetro (que es la más gastada) y que necesita dar más vueltas para recorrer la misma distancia que la rueda no desgastada. Este trabajo permanente del diferencial, aun cuando no se avanza en una curva, lleva a un desgaste acelerado del mismo. Algo similar ocurre cuando las presiones de inflado de ambos neumáticos son diferentes por falta de control y en consecuencia un neumático es más alto y tiene más diámetro que el otro. Un tercer factor importante es el lastrado con agua o hidroinflado, es siempre aconsejable que el nivel de agua en ambas ruedas sea el mismo porque de tener distinto nivel de lastre tendrán diferente reacción y patinarán distinto.

Mandos Finales

Los mandos finales o reductores finales son un conjunto de engranajes que están entre el diferencial y el eje motriz del tractor. Su misión, como su nombre lo indica es reducir las vueltas

(y multiplicar los pares) que llegan desde el diferencial para que las velocidades y fuerzas ofrecidas en el eje motriz sean acordes a las esperadas en el tractor. La relación de transmisión de los mandos finales oscila entre 4 y 6 a 1.

Los mandos finales pueden ser “en cascada” cuando son resueltos por un par de engranajes (un engranaje motor de pocos dientes y un engranaje conducido de muchos dientes, *Figura 149*) o del tipo epicicloide, donde el engranaje motor es el planetario del epicicloide y el eje de salida está acoplado a la caja portasatélites del mismo mientras la corona se encuentra fija, soldada a la estructura (*Figura 150*) generando así una reducción.

Los mandos finales en cascada posibilitan un alto despeje en el tractor mientras que los epicicloides por salir el eje conducido concéntrico al eje motor brinda menos despeje (Figura 149 y Figura 150).

Figura 149: Reductores finales en cascada. A la Izquierda la relación de transmisión es 62:11. A la Derecha esquema donde se aprecia el alto despeje que brinda este sistema

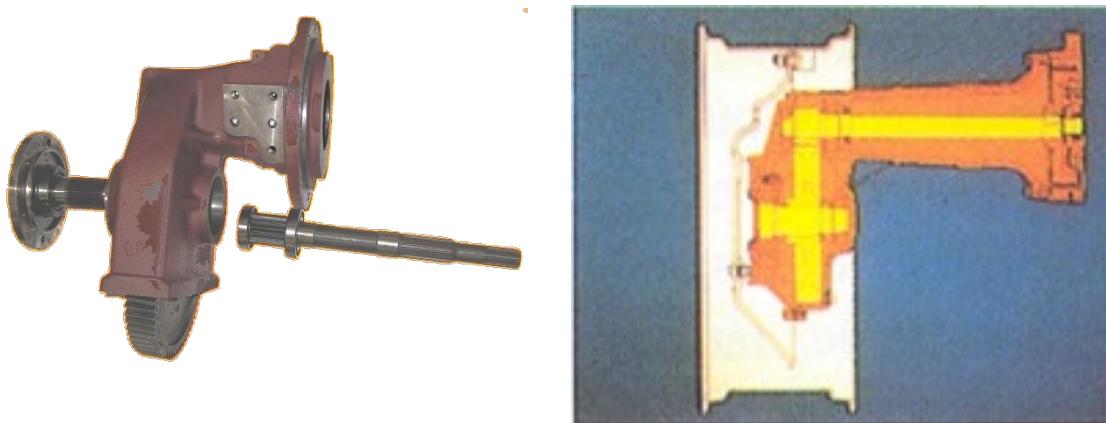
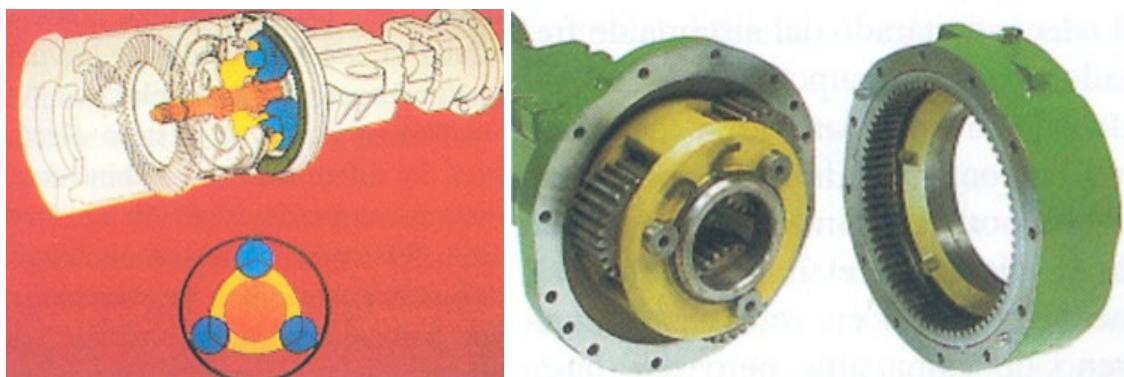


Figura 150: Reductores finales tipo epicicloide. El eje motor está unido al planetario que trae el movimiento del diferencial. El eje conducido está vinculado a la caja portasatélites. La corona está fija, soldada a la estructura



A su vez los mandos finales se clasifican en proximales o distales en función si se encuentran cercanos o próximos al diferencial (los primeros) o alejados o distantes del diferencial (los últimos).

Mando final proximal al diferencial

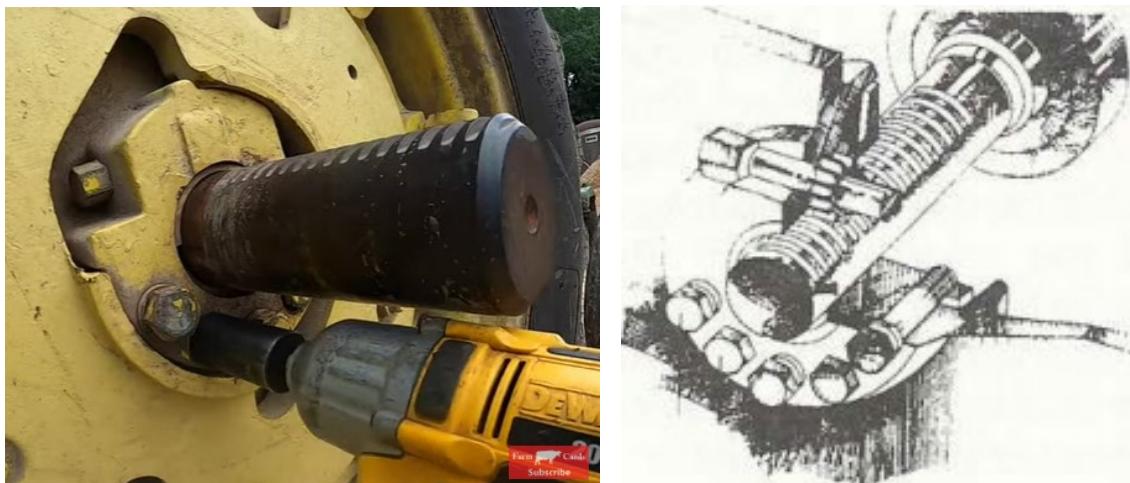
Cuando el mando final se encuentra próximo al diferencial dejan libre un palier donde se podrá anclar la rueda dual de la misma forma que la rueda interna y en consecuencia dicha dual podrá también cargarse con agua (hidroinflado) porque el peso del agua recaerá en el suelo y en consecuencia aumentará sustancialmente la capacidad tractiva del eje (Figura 151). Además, entre la rueda interna y la rueda dual puede dejarse un espacio que facilitará la autolimpieza del neumático e inclusive puede preverse que pase una hilera de cultivo en dicho hueco. La principal desventaja que tiene es la dimensión y resistencia que tiene que tener el semieje que sale desde el mando final que tiene que ser de 4 a 6 veces más resistente ya que tiene que soportar la multiplicación generada por el mando final mientras que si el mando final es distal el semieje (espacio entre diferencial y rueda) será sustancialmente menos resistente (menos diámetro, menos tratamientos térmicos, más económico).

Figura 151: Mando final proximal. Izquierda: Se aprecia el palier libre que deja el mando final proximal en el eje trasero. Derecha: Cuando queda un palier libre la dual se acopla al palier de la misma forma que la rueda interna pudiéndose lastrar



Otra ventaja importante que brinda el mando final proximal es la posibilidad de variar la trocha de manera continua, sin saltos, centímetro a centímetro. Se debe levantar el eje, aflojar los tornillos que unen la masa al eje y desplazarla a golpes o haciendo girar un tornillo tangencial al eje que engrana sobre una corona que tendrá el mismo grabada en su periferia (Figura 152). Se puede ver un operario realizando la operación en el video de YouTube “How to Adjust the Rear Wheel Spacing on a John Deere Tractor, (John Deere 4020 Model)” (<https://www.youtube.com/watch?v=T4NvBrlg92s>).

Figura 152: Variación de trocha continua mediante palier libre. Izquierda: Eje coronado sobre el que se desplazará la rueda moviendo el tornillo superior (tangencial al eje). Derecha: Detalle del desplazamiento a través del movimiento del tornillo tangencial



Mando Final distal al diferencial

Cuando el mando final es distal al diferencial el semieje no necesitará ser tan resistente lo que lo hace sustancialmente más económico. La masa de la rueda se acoplará directamente sobre ese mando final y si se quisiera poner una dual la misma deberá vincularse a la rueda interna a través de unos largos tornillos (espárragos) que unen las llantas de ambas ruedas (interna y dual) y entre ellas se coloca un aro separador (Figura 153). Como la rueda externa va “colgada” de la interna no puede lastrarse con agua (porque los espárragos no resistirían esa carga) e inclusive se les suele poner unas libras menos de presión para reducir su participación en la tracción. Por lo tanto, la rueda dual en tractores con mandos finales distales aportará mucho menos a la tracción que la dual de un tractor con mandos finales proximales. Otra desventaja es que al no existir un palier libre (Figura 153) donde se pueda desplazar la masa de la rueda las posibilidades de trocha son más limitadas y además con discontinuidades. En condiciones de suelos deformables, la cercanía entre la rueda interna y la dual (a pesar del aro separador) puede generar que el conjunto se “empache” por reducción de la posibilidad de autolimpieza.

Figura 153: Mandos Finales Distales. Arriba Izquierda: Tractor 4WD, cuando son distales los mandos finales no queda un palier libre. Arriba Derecha: Para unir la dual a la rueda interna se utilizan espárragos con poca resistencia e imposibilitan lastrar la dual. Abajo: Tractor FWA con duales en el eje delantero. Se aprecia el aro separador



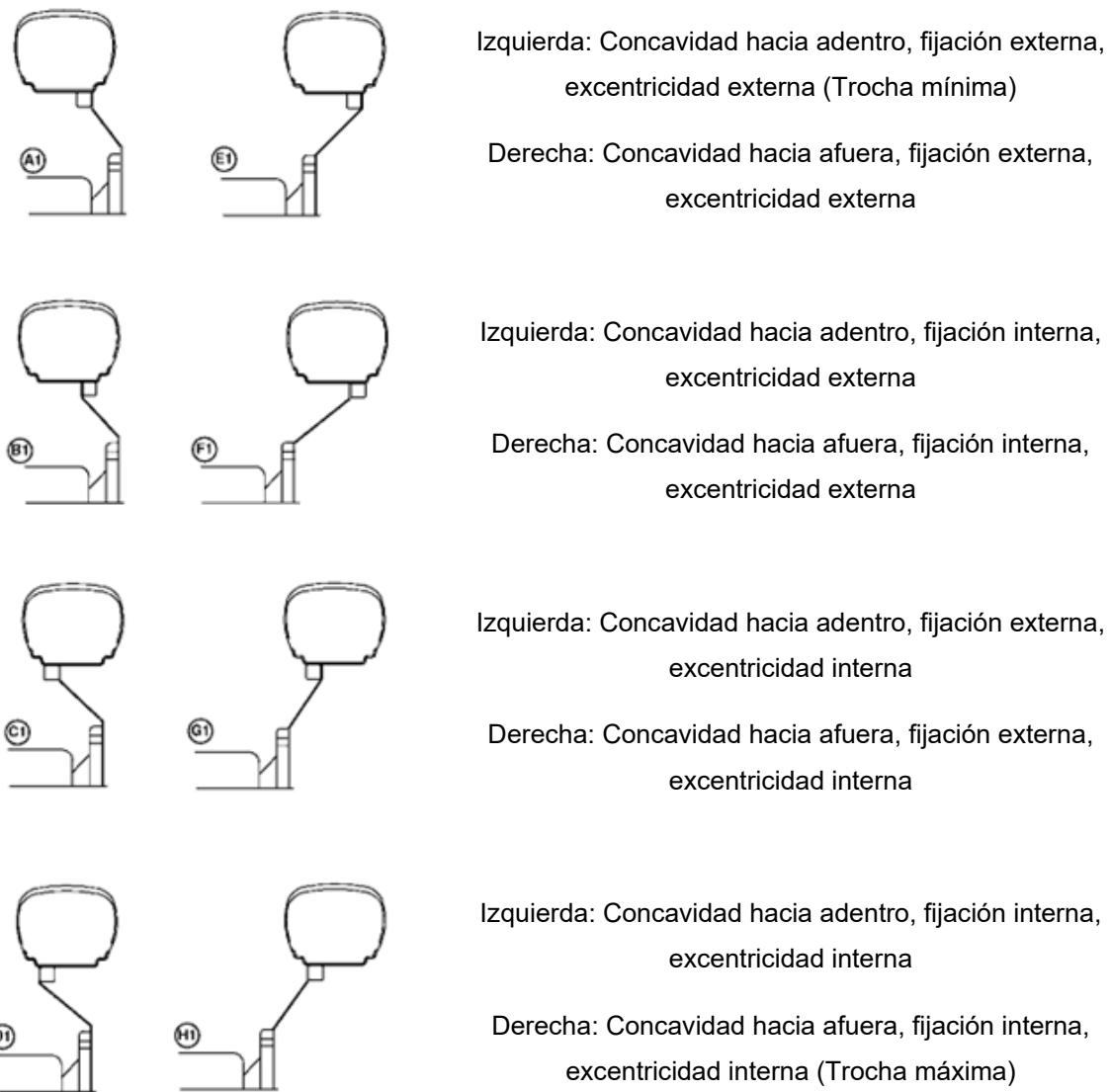
Cuando no queda un palier libre la variación de trocha puede realizarse de dos formas:

- 1) Por excentricidad de la llanta, concavidad del disco, lugar de fijación del disco. La fijación del disco sobre la llanta no se hace en la parte central de la misma, sino que se hace sobre la parte periférica pudiendo estar la misma del lado interno o externo (**Figura 154**, Derecha). Además, el disco tendrá una concavidad que podrá estar hacia fuera o dentro de la rueda (**Figura 154**, Izquierda). Existen unas orejas sobre la llanta que tienen dos puntos de fijación, interno o externo. Esto brinda una combinación de $2 \times 2 \times 2 = 8$ trochas distintas (**Figura 155**, Derecha).

Figura 154: Posibilidad de variación de trocha por concavidad del disco (Izquierda) y excentricidad de fijación en la llanta con dos posibles puntos de fijación (Derecha)

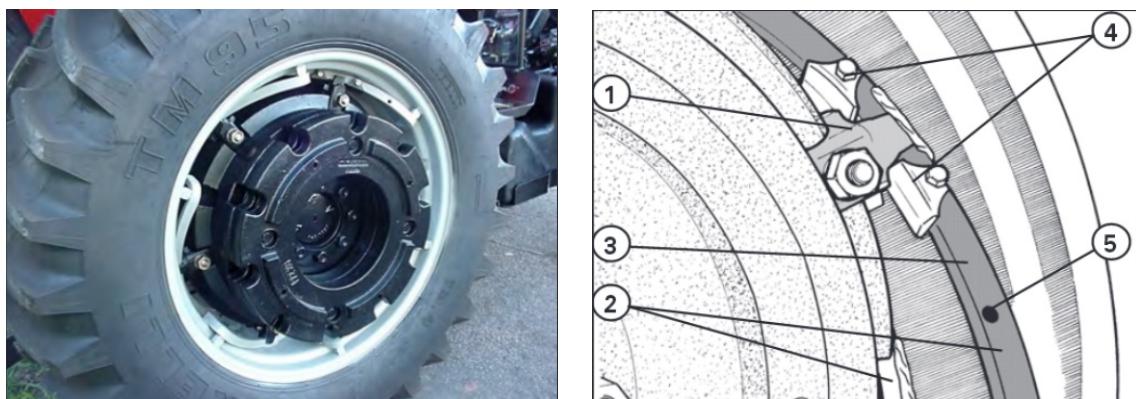


Figura 155: 8 trochas posibles combinando concavidad del disco, excentricidad de la llanta y punto de fijación a la llanta



2) Por giro del disco sobre la llanta a través de correderas helicoidales. La llanta tiene insertas unas correderas helicoidales con algunas posiciones de fijación del disco sobre las mismas (**Figura 156**). Este sistema tiene la ventaja de que no es necesario levantar el eje para modificar la trocha. Se aflojan los tornillos de fijación de ambas ruedas y se mueve, (en un cambio bajo) el tractor hacia adelante o hacia atrás logrando que las ruedas se muevan hacia adentro o hacia afuera desplazándose el disco sobre las correderas de la llanta. Es conveniente hacer esta operación sobre un suelo relativamente blando, deformable. La regulación es discontinua ya que existen algunos puntos discretos de fijación sobre la corredera.

Figura 156: Variación de trocha a través de correderas helicoidales ubicadas sobre la llanta. Izquierda: Fotografía donde se ven los helicoides. Derecha: esquema mostrando 1) Guía que desliza sobre el helicoide 2) y 3) Helicoides sobre la llanta 4) Fijaciones al helicoide 5) Posiciones posibles sobre el helicoide



Telmo Palancar

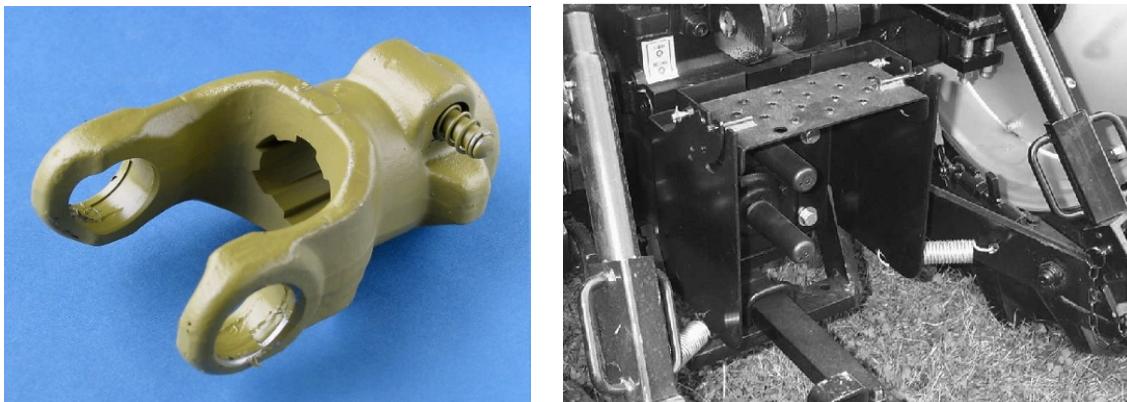
Uso de la Toma Posterior de Potencia (TPP) o Toma de Fuerza

Si bien en el campo se la conoce como “toma de fuerza” el nombre correcto es toma posterior de potencia que viene del inglés *Power Take-Off* (PTO) ya que se trata de un eje que entrega potencia rotacional, a través de un par motor y un régimen de funcionamiento estandarizado que será 540rpm para la categoría I recomendada para transmitir hasta 65CV o 1000rpm para la categoría II recomendada para transmitir hasta 110CV. Para evitar cualquier error de acoplamiento la categoría I tiene 6 estrías o acanaladuras mientras que la II presenta 21 estrías y de esta forma ningún operario podrá confundir y accionar una máquina que demanda absorber 1000rpm a la TPP categoría I del tractor, ya que la hembra de la máquina tendrá 21 estrías (Figura 157). La ubicación más habitual en los tractores es en la parte trasera por eso se la denomina “posterior” pero se pueden encontrar también en la parte delantera o lateral del tractor para accionar desde esos lugares otras herramientas. Mirando al tractor desde atrás se verá rotar a las TPP en sentido horario. El macho tiene una hendidura donde se acoplará un seguro que tiene la hembra que en el momento de la conexión debe ser apretado para que deslice (Figura 158).

Figura 157: Toma posterior de potencia Categoría I con 6 estrías (Izquierda) y TPP categoría II con 21 estrías (Derecha). Se aprecia en ambas imágenes la hendidura que sirve para fijarlas a través del seguro que posee la hembra de la barra cardánica



Figura 158: Hembra para toma categoría I. Se aprecia el seguro con resorte en la parte superior que debe oprimirse en el momento de acople (Izquierda) Cuando no se usan las TPP es bueno que estén cubiertas por capuchones para evitar accidentes (Derecha)



Ambas categorías (I y II) son ejes de 35mm de diámetro por lo que el par motor que pueden transmitir ambos ejes es el mismo. Debido a que el par que pueden soportar es el mismo, pero la categoría II gira prácticamente al doble de régimen (1000rpm respecto a 540rpm) es que la categoría II puede transmitir prácticamente el doble de potencia que la categoría I. La categoría II está recomendada para transmitir hasta 110CV mientras que la categoría I está recomendada hasta 65CV.

$$N(CV) = \frac{Pm (kgm). n(rpm)}{716}$$

$$65(CV)(Cat\ I) = \frac{Pm (kgm). 540(rpm)}{716}$$

$$110(CV)(Cat\ II) = \frac{Pm (kgm). 1000(rpm)}{716}$$

No obstante ello, la categoría II es poco empleada, los usuarios la desconocen y en consecuencia no demandan máquinas con categoría II y las empresas de máquinas agrícolas producen menos máquinas categoría II porque precisamente son poco demandadas. Incluso, se producen máquinas categoría I que demandan mucho más que 65CV con lo que las transmisiones se empiezan a resentir y es frecuente quemar el disco de embrague de los tractores debido al elevado par que se suele demandar desde la TPP. Debe pensarse además que una máquina que demande potencia a través de la categoría II será siempre más económica que la misma máquina dotada con categoría I ya que la misma potencia con categoría II implica la mitad de par motor que con categoría I y eso incidirá en ejes menos resistentes, no tan reforzados y en consecuencia más económicos. Por ejemplo, si se debiera transmitir 60CV se podría hacerlo con cualquiera de las dos TPP, pero el par a transmitir con categoría I sería:

$$Pm(kgm)(cat\ I) = \frac{60CV \cdot 716}{540rpm} = 79,5kgm$$

Mientras que con categoría II sería

$$Pm(kgm)(cat\ II) = \frac{60CV \cdot 716}{1000rpm} = 42,9kgm$$

Prácticamente, la mitad, es decir, que los ejes de la máquina con categoría II deberían ser aproximadamente la mitad de resistentes que los de la misma máquina con categoría I, y la máquina en consecuencia sería más económica.

Aspectos de seguridad al trabajar con TPP

La TPP es un eje cuyo régimen estandarizado es 540 o 1000rpm cuando está conectado y transmite dicho movimiento a la barra cardánica de la máquina movida. Es muy importante que dicha barra y la toma estén protegidos por una funda exterior que impida que ese eje girando pueda atrapar al operario o a cualquier elemento que esté en las cercanías (Figura 159) aunque muchas veces los propios operarios quitan estas protecciones porque les dificultan las operaciones de acople/desacople. Si estas protecciones faltan, es aconsejable que el operario no lleve ropa muy suelta (que pueda ser enganchada), que lleve el cabello atado, que no tenga cadenitas ni bufandas que puedan ser enrollados por la barra en su movimiento de giro. En accidentes relacionados con atrapamientos por la TPP los operarios tienen poca expectativa de sobrevivir por lo que deben extremarse los cuidados para evitarlos. Las operaciones de enganche y desenganche las debe hacer el mismo tractorista, sin ayuda de terceros, en caso de necesitar ir de un lado al otro de la máquina se la debe rodear evitando pasar por encima de las barras cardánicas. Se las debe llevar siempre desconectadas cuando no se usan. En algunos tractores antiguos se accedía al puesto de conducción por la parte trasera, y los operarios pisaban la toma como escalón intermedio con el riesgo que esto implicaba. Los tractores modernos evitan el ascenso posterior y siempre se accede por los laterales.

Figura 159: Barra cardánica protegida por funda roja que permanece inmóvil durante el trabajo, obsérvese las cadenas de fijación (Izquierda) Los accidentes por atrapamiento de barras cardánicas son siempre trágicos (Derecha)



Empleo de la TPP

Son numerosas las máquinas que necesitan ser accionadas por la TPP para obtener movimiento rotacional. En la Figura 160, **Figura 161** y **Figura 162** se ven algunos ejemplos de las mismas. Algunas de ellas realizan trabajos estacionarios (con el tractor detenido) como la bomba de agua, la chipeadora, la bomba hidráulica, el grupo electrógeno y la hoyadora. La rotoenfardadora deberá ser accionada mientras el tractor la está arrastrando con su barra de tiro por lo que habrá demanda de potencia rotacional y potencia de tiro en forma simultánea. Otras máquinas que pueden ser accionadas por la TPP son las desmalezadoras (para mover las cuchillas), las pulverizadoras (para mover la bomba), las fertilizadoras (que necesitan mover los platos distribuidores de fertilizante), el arado rotativo (que debe hacer girar el eje de azadas), las sembradoras neumáticas (que deberán mover la turbina que genera la corriente de aire que succionará o soplará las semillas sobre el plato dosificador). Todas estas máquinas mencionadas en último término demandarán en forma simultánea potencia rotacional y potencia traslacional a través de la barra de tiro.

Figura 160: TPP accionando una bomba de riego (Izquierda) y una chipeadora (Derecha)



Figura 161: TPP accionando un motor hidráulico (Izquierda) Grupo electrógeno que demanda potencia rotacional a través de una barra cardánica (Derecha)

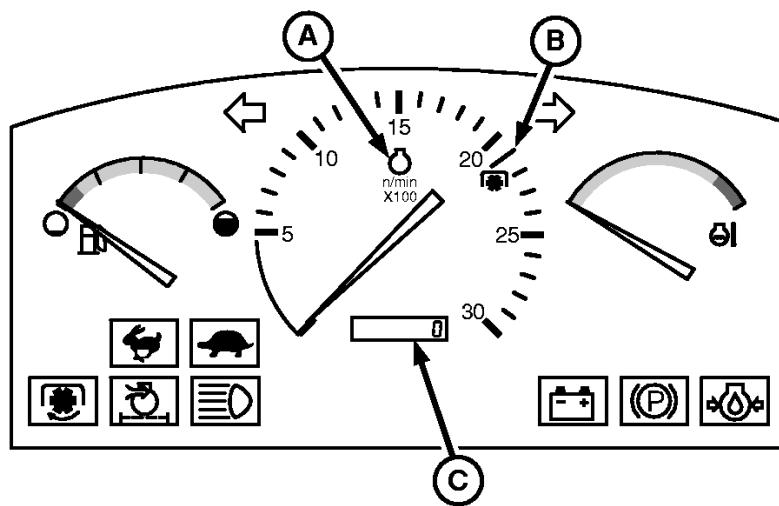


Figura 162: Rotoenfardadora accionada por TPP (Izquierda) Hoyadora montada accionada por la TPP (Derecha)



Todas las máquinas accionadas por la TPP están preparadas y balanceadas para recibir 540rpm o 1000rpm según la categoría por lo que cuando se tiene que trabajar con ellas el tractorista ya no puede modificar la posición del acelerador y la aguja indicadora en el tacómetro deberá estar siempre en la posición de aceleración que indica que la TPP está girando a su régimen normalizado (Figura 163).

Figura 163: Tablero de Tractor señalando con un ícono en (B) la aceleración del motor que otorga el régimen normalizado en la TPP. Allí debe llevarse la aguja indicadora vía acelerador cuando se trabaja con la toma



Variación Continua de Velocidad

Lo modal en la transmisión del tractor es que éste cuente con un conjunto de marchas, algunas hacia adelante y otras hacia atrás y que entre ellas haya ciertos escalones. Para estas transmisiones con relaciones de transmisión “fijas” la forma de conseguir diferentes velocidades es dentro de cada marcha modificar el régimen del motor de acuerdo a la expresión:

$$Vt(m/s) = \frac{2 \cdot \pi \cdot r(m) \cdot nm(rpm)}{60 \left(\frac{\text{seg}}{\text{min}} \right) \cdot rtt}$$

Siendo “Vt” la velocidad teórica, “r” el radio de las ruedas motrices, “nm” el régimen del motor y “rtt” la relación de transmisión total entre el eje del motor y el eje de las ruedas. El valor de rtt estará dado por los distintos cambios que tenga en su caja de cambios el tractor y variará en valores que irán de 20:1 a 200:1 en general.

A su vez cada una de estas marchas podrá ofrecer en el eje motriz del tractor una determinada fuerza dada por:

$$Fof(kg) = \frac{Pm_{nom}(kgm) \cdot rtt \cdot \eta_{tt}}{r(m)}$$

Donde “Pm_{nom}” es el Par motor nominal y “η_{tt}” es la eficiencia total de las transmisiones.

En muchas máquinas se requiere modificar la velocidad sin modificar el régimen del motor como en las cosechadoras y en las pulverizadoras. Se puede ver en las dos expresiones mostradas previamente (Vt y Fof) que pueden modificarse ambas modificando el parámetro relación de transmisión total (rtt) sin recurrir a modificar el régimen de aceleración del motor (nm) ni su carga (Pm_{nom}). En los tractores esta posibilidad puede permitir trabajar muy cerca de su potencia nominal con posibilidad de mantener al motor lo más cargado posible. Existen transmisiones que permiten continuidad en la relación de transmisión, es decir, en lugar de existir un conjunto de marchas discretas, como por ejemplo 8 adelante y 4 atrás, será posible alcanzar cualquier velocidad entre 0 y la velocidad máxima posible a través de la modificación de la relación de transmisión, sin recurrir a modificar el régimen del motor, y todas las velocidades intermedias serán factibles porque se corresponderán con múltiples relaciones de transmisión intermedias entre la mínima y la máxima.

Existen varias formas de conseguir en una transmisión continuidad en la modificación de la relación de transmisión. A todas ellas se las engloba en el término variación continua de velocidad e implica que todas las relaciones de transmisión entre el valor mínimo y el máximo son posibles de conseguir y que ya no existen saltos entre las distintas marchas, sino que la transmisión tiene infinitos cambios posibles entre un valor mínimo de relación de transmisión y un valor máximo. Deja de ser una caja con cambios discretos para ser una caja continua.

Se pueden clasificar las transmisiones variables continuas en 4 grupos:

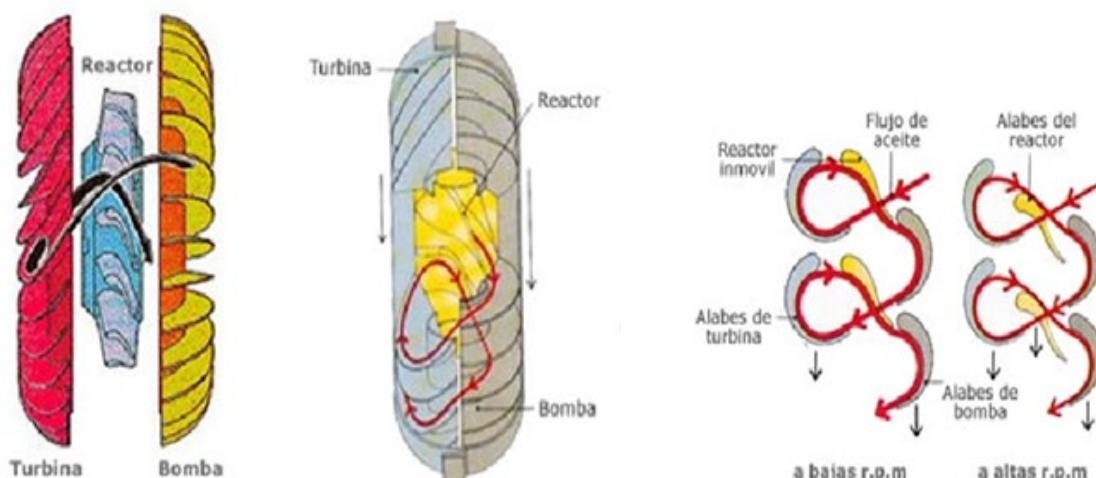
- 1) Hidrodinámica. Que utiliza el movimiento de aceite hidráulico. Su principal utilización es en el convertidor de Par o Turboembrague
- 2) Mecánica: Que emplea correas de paso variable (Variador de velocidad en cosechadoras)
- 3) Hidrostática: Que utiliza bombas y motores de cilindrada variable. Se simbolizan con la sigla HST (*Hidrostatic Transmission*)

4) Hidromecánica: Que utiliza bombas y motores de cilindrada variable asociados a transmisiones mecánicas discretas. Se simbolizan con la sigla HMT (*Hydromechanical Transmission*). Comercialmente se las llama CVT (del inglés *Continuously Variable Transmission*)

Transmisión Hidrodinámica

El convertidor o Turboembrague utiliza el movimiento del aceite dentro de un dispositivo para transmitir más o menos movimiento (con más o menos fuerza) desde una turbina motora a una conducida. Es muy utilizado en los Tractores Fendt y en muchos modelos de tractores del tipo vial. Es un conjunto sellado formado por una carcasa con alabes unida al eje motor que actúa como bomba de aceite enfrentada a otra carcaza con álabes llamada turbina unida al eje conducido (Figura 164). El aceite impulsado por la bomba irá moviendo la turbina. Inicialmente habrá una gran discrepancia de velocidad entre la bomba y la turbina, el aceite será redireccionado por un reactor central de manera de aumentar la fuerza inicial en el proceso de transmisión de movimiento. En la medida que se van igualando las velocidades el reactor deja de influir en el pasaje del flujo de aceite hasta que finalmente las velocidades del motor y del conducido se igualan por lo que la relación de transmisión irá cambiando de manera continua desde 1:0 hasta llegar a 1:1. La bomba envía el aceite por la periferia y la turbina “lo devuelve” por la parte central generando un circuito de aceite. El movimiento que se genera del aceite dentro del compartimiento se conoce como “torbellino tórico”. Es un acoplamiento mucho más suave que el que otorga un embrague mecánico tradicional y amortigua las vibraciones en gran medida al no haber rozamientos mecánicos.

Figura 164: Convertidor de Par. La bomba se encuentra unida al eje de entrada, la turbina al eje de salida. Inicialmente el eje de entrada estará moviéndose y el de salida quieto. El aceite impulsado por la bomba pasa hacia la turbina que empezará a aumentar progresivamente de velocidad hasta igualar la velocidad del eje motor. El reactor redirecciona el movimiento del aceite dándole más fuerza al flujo (a bajas rpm) o menos fuerza (a altas rpm)



Transmisión Mecánica

Consiste en una transmisión de correas con poleas de paso variable es decir poleas que pueden aumentar o reducir su diámetro y en consecuencia modificar su relación de transmisión. Una de las caras de ambas poleas puede desplazarse y de esa forma aumentar o reducir su diámetro y de esta forma la relación de transmisión. En correas la relación de transmisión se determina como:

$$rt_{correas} = \frac{Dc}{Dm}$$

Siendo “Dc” el diámetro de la polea conducida y “Dm” el diámetro de la polea motora. Por lo tanto, en función de los diámetros de ambas poleas y de la posibilidad de variación de los mismos es que se podrá variar la relación de transmisión (Figura 165). El movimiento de las poleas y la variación del diámetro será continuo, sin saltos, pudiendo modificar en consecuencia la relación de transmisión y la velocidad también de manera continua.

Figura 165: Poleas de paso variable: Inicialmente la polea superior (motora) es menor a la inferior (conducida) con una relación de transmisión reductora de vueltas (Izquierda). En la medida que se desplazan axialmente una de las caras de las poleas (Centro) se aumenta el diámetro de la superior y se reduce el de la inferior llegando a ser iguales (directa). Si continúa el desplazamiento la motora será de mayor diámetro que la conducida pasando a ser multiplicadora de las vueltas (Derecha)



Este tipo de transmisión de correas de paso variable es muy utilizado en las cosechadoras de granos en el denominado “variador” (Figura 166). Las cosechadoras necesitan poder variar su velocidad de avance sin modificar las vueltas del motor. Esto se debe a que el motor de la cosechadora debe dar movimiento a las ruedas (para que la misma avance) pero también hace girar muchos elementos internos que necesitan para su buen funcionamiento mantener un régimen de giro constante, como el cilindro de trilla, el ventilador que sopla la granza en el sistema de limpieza, los elementos del cabezal (molinete, barra de corte, embocador). Por otra parte, el “maquinista” (operario que maneja la cosechadora) debe tratar de mantener un índice de alimentación uniforme, es decir, la cantidad de material que entra en la cosechadora (toneladas/hora) debe ser relativamente constante, para que los distintos sistemas funcionen adecuadamente, sobre todo la trilla y la limpieza. Si entra poco material la trilla puede ser deficiente por falta de rozamiento y el aire de la limpieza puede ser excesivo

provocando muchas pérdidas de grano por soplado. Si entra mucho material la trilla puede ser muy agresiva, dañando al material y además la cantidad de viento del ventilador será deficiente para poder soplar la granza y en consecuencia llegará mucha suciedad a la tolva de la cosechadora. Por todo ello el maquinista debe esforzarse en mantener un índice de alimentación uniforme y lo consigue modificando la velocidad de avance para tratar de introducir en la máquina la misma cantidad de material la mayor parte del tiempo. Cuando el cultivo se presenta ralo, con poco material, aumentará la velocidad para así incorporar más del poco material que hay, y si el cultivo se presenta muy denso, por el contrario, reducirá la velocidad. Ese aumento y reducción de velocidad lo consigue a través de un variador, es decir un sistema de correas de paso variable que modifica la relación de transmisión y cambia la velocidad de avance sin recurrir a acelerar o desacelerar el motor, sino que se varía la relación de transmisión para modificar la velocidad. De esta manera el motor se mantiene girando al mismo régimen y el cilindro de trilla, el ventilador y el resto de los elementos que son accionados por el motor no cambian su régimen y trabajan adecuadamente.

$$Vt(m/s) = \frac{2 \cdot \pi \cdot r(m) \cdot nm(rpm)}{60 \cdot rtt}$$

En esta expresión se ve que se puede recurrir a modificar la relación de transmisión (aumentarla o reducirla) para modificar la velocidad sin cambiar el régimen del motor.

Figura 166: Las cosechadoras de granos recurren frecuentemente a correas de paso variable para poder modificar la velocidad de avance sin cambiar las vueltas del motor



Transmisión hidrostática

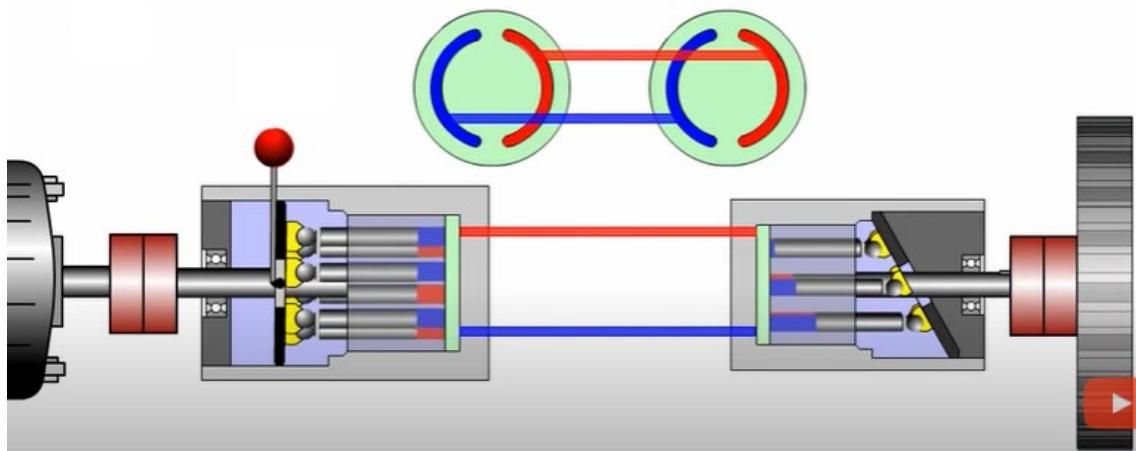
Consiste en una bomba hidráulica que mueve un motor hidráulico asociado al eje motriz. Se utilizan bombas de cilindrada variable (bombas de pistones) que en función de la posición de una placa de mando puede enviar más o menos caudal y en consecuencia mayor o menor cantidad de vueltas. Como la posición de la placa puede variarse de manera continua, la cantidad de vueltas del conducido y la relación de transmisión resultante también se variarán de manera continua.

En la Figura 167, Arriba, se ve el conjunto formado por una bomba de pistones (del lado izquierdo) que bombeará aceite en función del recorrido de sus pistones. En la posición vertical que se encuentra la placa que gobierna la bomba, los pistones no tienen recorrido y en consecuencia no bombean aceite hacia el motor hidráulico que se encuentra a la derecha. En consecuencia, no hay movimiento, lo que equivaldría al punto muerto. En esta posición la bomba se encuentra girando, pero no bombea aceite.

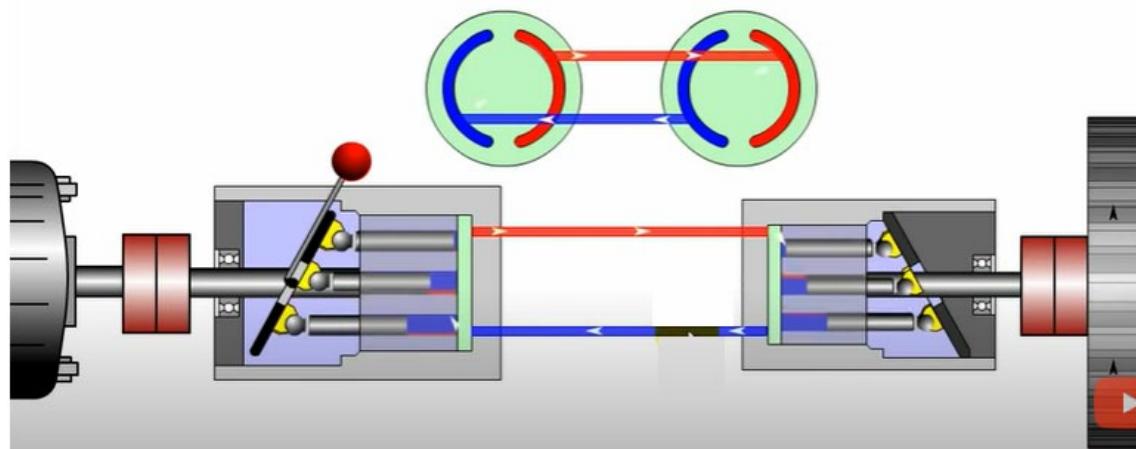
En la Figura 167, Centro, se observa que la placa que gobierna la bomba está desplazada hacia la derecha, y así el caudal que entregan los pistones es el máximo y se corresponde con la máxima velocidad hacia adelante. Desde punto muerto hasta este desplazamiento máximo de la placa habrá múltiples posiciones intermedias que se corresponden con múltiples velocidades entre 0 y la velocidad máxima. Ante un mismo régimen del motor de combustión interna la bomba generará más o menos movimiento en el eje conducido.

En la Figura 167, Abajo, se observa que la placa de la bomba está desplazada hacia la izquierda, y así el caudal que entregan los pistones es el máximo, pero el recorrido que generan es el contrario al que se genera respecto a la posición de avance correspondiéndose con la máxima velocidad hacia atrás. También existen múltiples posiciones de la placa entre la posición de punto muerto y de máximo desplazamiento a la izquierda que se corresponden con múltiples velocidades hacia atrás (entre 0 y la máxima). Obsérvese el sentido de rotación del eje de salida, a la derecha de la imagen que denota un sentido contrario al que se observa en la imagen del centro.

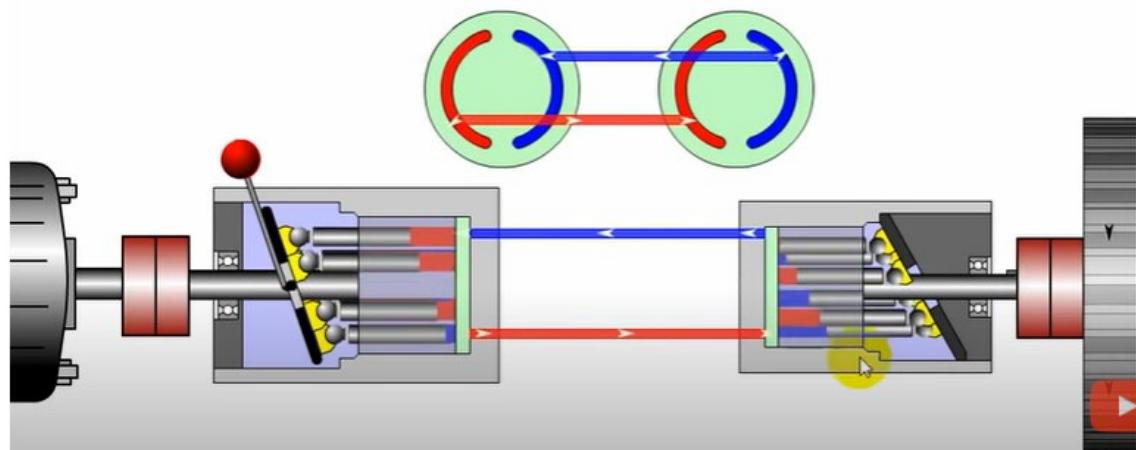
Figura 167: Transmisión hidrostática formada por una bomba de pistones (Izquierda) y un motor hidráulico (Derecha). En función de la posición de la placa de la bomba el eje conducido (vinculado al motor) va hacia adelante, hacia atrás o no se mueve



Posición de punto muerto, no se bombea aceite, aunque la bomba esté girando,
el eje conducido está detenido



Posición de velocidad de avance máxima, el aceite va desde la bomba al motor
por la vía superior y vuelve por la inferior, generando el movimiento de avance



Posición de velocidad máxima de retroceso, el aceite va desde la bomba al motor por la vía inferior
y vuelve por la superior, generando el movimiento contrario al avance, es decir, la marcha atrás

Una explicación más detallada del funcionamiento de esta transmisión hidrostática puede encontrarse en el video de YouTube “Hydrostatic Transmission” (<https://www.youtube.com/watch?v=qxZFSNITK-c>).

Este tipo de transmisiones es muy utilizado en cosechadoras de granos (con un propósito semejante al de la polea variadora, variar la velocidad sin recurrir al régimen del motor) y en pulverizadoras autopropulsadas (mosquitos) que son máquinas que no demandan grandes pares en sus ruedas motrices (Figura 168). En tractores ha habido prototipos como el Tractor del Instituto Nacional de Ingeniería Agrícola del Silsoe Research, de Gran Bretaña, de 1954 pero no se difundió comercialmente fundamentalmente por los altos pares que es necesario transmitir.

Figura 168: Motor de pistones radiales que gobierna el avance/retroceso de una pulverizadora autopropulsada. Se aprecian las dos vías por las que ingresa y sale el aceite



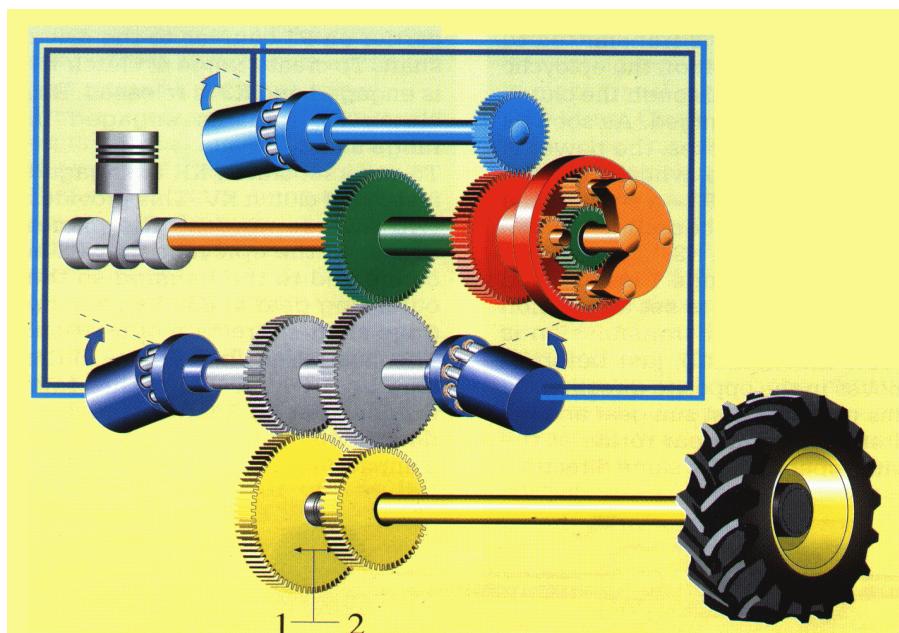
Transmisión hidromecánica (CVT)

Este tipo de transmisión es empleada en los tractores para obtener una transmisión variable continua (CVT).

Consiste en una transmisión convencional, discreta con un conjunto de relaciones de transmisión dada por la combinación de numerosos pares de engranajes combinada con una unidad hidrostática (bomba y motor hidráulico) como la mencionada en el apartado anterior. Ambas potencias (mecánica e hidráulica) se suman o dividen en un sistema planetario (epicicloide). La mayoría de las empresas ha optado por un planetario sumador (en el epicicloide se suman las potencias hidráulicas y mecánicas) como Steyr y ZF que abastecen a New Holland, John Deere y Deutz. La empresa alemana Fendt ha optado por un planetario Divisor. En este último sistema de planetario divisor la potencia que llega del motor, se divide en dos vías en el planetario, una abastece la parte mecánica y la otra vía abastece a la bomba

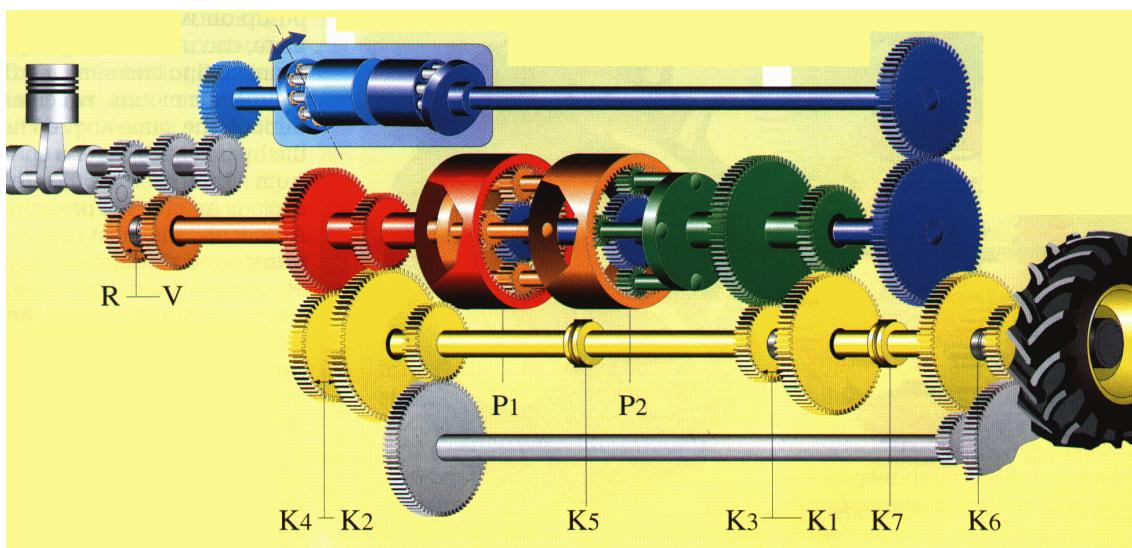
hidráulica que será la que da la variabilidad y la continuidad en la transmisión (Figura 169). De acuerdo a la nomenclatura de Kress (1968) a este sistema se lo denomina de acoplamiento hidráulico a la salida porque la potencia hidráulica es tomada en forma posterior al epicicloide o planetario.

Figura 169: Transmisión CVT del tractor Fendt 200 Vario con planetario Divisor. En la parte superior se ve la bomba y en la parte inferior los dos motores hidráulicos. El Epicicloide divide la potencia en dos, una parte es mecánica (engranaje verde) y la otra parte abastece a la bomba a través del engranaje azul. Esa bomba envía caudal a los dos motores hidráulicos que aportan (o restan) las vueltas necesarias para llegar a un determinado valor de relación de transmisión que no se puede obtener exclusivamente por vía mecánica



En la Figura 170 se visualiza una transmisión CVT de planetario sumador. De acuerdo a la nomenclatura de Kress (1968) a este sistema se lo denomina de acoplamiento hidráulico a la entrada del epicicloide porque la potencia hidráulica es tomada en forma previa al planetario. La potencia del motor es dividida inicialmente abasteciendo una rama mecánica y otra rama hidráulica. Ambas vías serán combinadas (se sumarán) luego en uno o más planetarios.

Figura 170: Transmisión CVT de planetario sumador. La potencia del motor se divide en dos vías, una hidráulica (arriba) y una mecánica (abajo). Ambas potencias se suman en un sistema de planetario sumador



En ambos sistemas, la transmisión es gobernada por una computadora que priorizará que la mayor parte de la potencia vaya por la vía mecánica que es la más eficiente y solo se utilice la vía hidráulica para alcanzar las vueltas que faltarían para llegar a una determinada relación de transmisión intermedia entre dos relaciones de transmisión que se tienen por vía mecánica. La bomba puede actuar agregando o quitando vueltas a la vía mecánica. En general, como máximo el 20% de la potencia se transmite por vía hidráulica mientras que por vía mecánica se transmitirá entre el 80% y el 100%. Cuando la relación de transmisión que se elige puede darse completamente por vía mecánica (por la combinación de engranajes existentes) la bomba no impulsará aceite en ningún sentido (estará en punto muerto, girando, pero sin mover los motores hidráulicos) y toda la potencia será por vía mecánica. A esta situación se la denomina punto de bloqueo, y una transmisión tendrá tantos puntos de bloqueo como marchas por vía mecánica tenga.

Se puede visualizar una transmisión de este tipo para un tractor asistido en el video de YouTube “ZF CVT-Technology for Agricultural Machinery” (<https://www.youtube.com/watch?v=vDIsVEBgHWY>). En el mismo se ve que la vía mecánica está formada por un conjunto de 4 planetarios y la vía hidráulica por un conjunto bombamotor que aportará o quitará vueltas a la vía mecánica para alcanzar la velocidad buscada. Se visualizan los planetarios que entran en juego en cada velocidad y como se consigue una velocidad continua desde 0 hasta 50km/h sin modificar el régimen del motor (la modificación de la velocidad se hace modificando la relación de transmisión que es variable y continua). Se aprecia en gráficos que acompañan el video el porcentaje de intervención de la vía hidráulica y de la vía mecánica en cada momento y se aprecian los puntos de bloqueo en los

que la totalidad de la potencia se transmite por vía mecánica y allí la bomba se encuentra en punto muerto.

En este tipo de tractores el operario buscará la velocidad de trabajo y el par necesario para abastecer a la demanda de esfuerzo modificando la relación de transmisión a partir de una corredera continua que tiene en el tablero de mando (Figura 171). Si bien tendrá un mando de acelerador (que modificará el régimen de funcionamiento) priorizará mantener el motor a un régimen constante y modificar la relación de transmisión tratando de cargar al motor en las cercanías de potencia nominal. Ante eventos de mayor demanda (lo que podría advertirse por caída de vueltas importantes del motor) recurrirá a aumentar la relación de transmisión hasta que el mismo recupere vueltas y de esta forma aprovechar su potencia nominal la mayor parte del tiempo. En este tipo de transmisiones que tienen la posibilidad de modificar la relación de transmisión bajo carga y de manera continua se debería aconsejar trabajar siempre cerca de potencia nominal.

Figura 171: Mandos de una transmisión CVT. A la derecha pueden verse dos correderas. Con una de ellas se modifica la relación de transmisión de manera continua, la otra corresponde al acelerador de mano



Daniel Jorajuría

Diseños Tractivos

Los tractores se clasifican en tres diseños tractivos de acuerdo a la responsabilidad que tiene el eje delantero en la tracción. Los tractores convencionales o 2WD tienen el eje motriz trasero mientras el delantero es solo directriz. Los asistidos (o FWA) tienen también tracción en el eje delantero pero la principal responsabilidad en la tracción será en el eje trasero por tener ruedas de menos tamaño adelante y también porque recae menos peso sobre dicho eje. En los tractores doble tracción de ruedas iguales (4WD o articulados) se trata de que ambos ejes tengan la misma responsabilidad en la tracción, con ruedas de igual tamaño y asignando más peso estático al eje delantero para que a través de la transferencia de peso cuando esté traccionando la responsabilidad entre ambos ejes se empareje. En la medida que tienen más ejes tractivos y mayor superficie da apoyo las cubiertas, los tractores pueden desplegar más potencia y ser más eficientes cuando tiran de aperos haciendo labranzas pesadas. La mayor eficiencia que se consigue, se obtiene de reducir la profundidad de las huellas o hundimiento del tractor, llamada pérdida por rodadura y de disminuir el deslizamiento o patinamiento de las ruedas (*Tabla 3*). Cuanto mayor sea la superficie de contacto rueda-suelo y cuanto mayor sea la cantidad de ejes motrices, mayor será la potencia de tiro que puede obtenerse con las ruedas del tractor.

Puede verse en la Tabla 3 como se alcanzan mayores eficiencias tractivas en los diseños doble tracción respecto al tracción simple y dentro de los doble tracción como mejora la eficiencia el tener 4 ruedas del mismo tamaño. La eficiencia que se gana se obtiene a partir de reducir las pérdidas de patinamiento y rodadura. Debe tenerse presente además que ambos diseños doble tracción (FWA y 4WD) tienen menos eficiencia de transmisiones que el 2WD por tener más elementos rozando (diferencial y mandos finales delanteros además de los traseros).

Tabla 3: Principales características de los tres diseños tractivos

	2WD	FWA	4WD
Potencia máxima	Hasta 100CV	100 a 200CV	Más de 200CV
Distribución de peso (Adelante/Atrás)	33% / 66%	40% / 60%	60-70% / 30-40%
Patinamiento óptimo	13-15%	8-10%	3-5%
η_{TG} máxima	55-60%	66-68%	75-80%

Tractores con Chasis y Tractores Monoblock

Los tractores pueden contar o no con un chasis, es decir un conjunto de elementos robustos, llamados largueros, portantes del resto de los elementos del tractor: motor, cabina, caja de cambios, etc. Cuando no poseen un chasis los fabricantes recurren a fortalecer y reforzar los distintos elementos constituyentes (motor, caja de cambios, diferencial) para que ellos mismos actúen de chasis manteniéndose unidos entre si y formando un conjunto rígido con sus partes firmemente abulonadas. A estos tractores sin chasis se los denomina monoblock (Figura 172).

Figura 172: Tractor con chasis (Izquierda) Tractor sin chasis o monoblock (Derecha)

Los tractores monoblock tienen la dificultad de que cuando hay que efectuar el recambio del embrague (que es el elemento fusible de la transmisión y como repuesto es económico) debe partirse en dos al tractor para lograr acceder al mismo lo que demanda mucho tiempo y trabajo (Figura 173). Cuando el tractor tiene chasis, la unión embrague-caja está dada por una barra cardánica que facilita el acceso y el recambio del embrague sin necesidad de partir el tractor en dos. Un video que muestra la complejidad de esta operación puede verse en YouTube como “desarme de tractor new holland TD65F” (<https://www.youtube.com/watch?v=Q913RPBab5o>).

Figura 173: Tractor partido para acceder al recambio del embrague

Otro inconveniente que tienen los tractores sin chasis (a la hora del diseño por parte del fabricante) es la dificultad para poder cambiar cualquier parte de la transmisión (poner otra caja de cambios), ya que los distintos elementos están dimensionados y forman un conjunto difícil de modificar, o la modificación implica un cambio en la maticería muy costoso de afrontar.

Tractores de diseño asistido o FWA

Los tractores de diseño asistido se caracterizan por tener un tren delantero que puede recibir potencia tractiva o no (la tracción al eje delantero se puede conectar o desconectar con un mando desde la cabina). Las ruedas del eje delantero presentan tacos como las del eje trasero, pero son de menor diámetro por lo que la responsabilidad principal en la tracción sigue siendo la del eje trasero. Como el eje delantero también tracciona se le asigna un mayor porcentaje del peso (respecto al de un convencional). Hay mucha variabilidad entre los tractores FWA disponibles en el mercado y la responsabilidad del eje delantero será en función del tamaño de los neumáticos que lleve dicho eje. Si los neumáticos son sustancialmente más chicos la responsabilidad será escasa y el desempeño se parecerá más al de un tractor 2WD. La tendencia es que los neumáticos del tren delantero de los asistidos se parezcan a los del tren trasero y en ese sentido cobra importancia también la responsabilidad en la tracción de dicho eje que se empieza a parecer a un 4WD (Figura 174).

Figura 174: Tractores FWA. Izquierda: Ruedas delanteras muy pequeñas, el desempeño se parecerá al de un 2WD Derecha: ruedas delanteras similares a las traseras, el desempeño será semejante al de un 4WD



La tracción hacia el eje delantero deriva de una barra cardánica que recibe el movimiento de una caja de transferencia conectada con la caja de cambios principal (Figura 175). Dicha barra cardánica termina en un diferencial que deriva el par motor que recibe hacia dos mandos finales distales.

Figura 175: Corte de un tractor FWA. En la parte inferior puede apreciarse la caja de transferencia que deriva en una barra cardánica que termina en el tren delantero

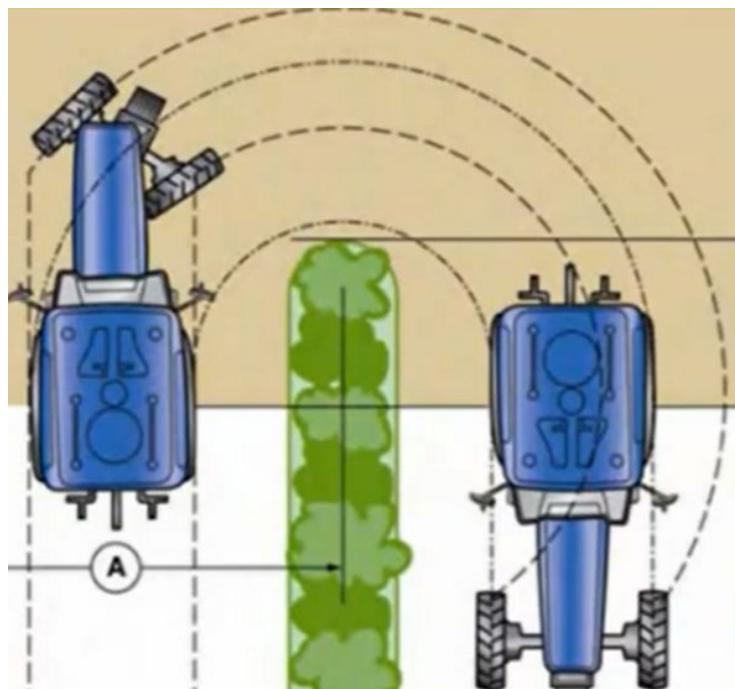


Avance cinemático

Los tractores FWA poseen avance cinemático, es decir, el eje delantero tiene más velocidad de avance que el trasero. Es lógico pensar que el eje delantero debe recibir más vueltas que el

eje trasero para equiparar el menor diámetro de sus neumáticos, pero la cantidad de vueltas que reciben es superior a la necesaria para equiparar la velocidad por lo que el tren delantero tiene una velocidad de avance de un 3 a un 5% mayor que la del tren trasero. Esta discordancia se denomina avance cinemático y siempre que el tractor tenga su tracción delantera conectada el eje delantero “tratará” de ir más rápido que el trasero. El fundamento de esta característica es que cuando el tractor dobla las ruedas del tren delantero tienen que recorrer más distancia que las ruedas del tren trasero, recorren un par de curvas de mayor radio, y el avance cinemático facilita que esto suceda (Figura 176). Los tractoristas afirman que los tractores asistidos doblan mejor que el resto de los diseños y es el avance cinemático lo que los hace más maniobrables. Además, el avance cinemático mejora el aporte a la tracción del eje delantero.

Figura 176: Cuando un tractor gira las ruedas del eje delantero recorren más distancia que las del eje trasero. El avance cinemático facilita esta necesidad



El eje delantero, por lo tanto, tratará de ir siempre más rápido que el trasero cuando la transmisión delantera esté conectada pero no logrará lógicamente separarse del resto del tractor, por lo que el resultado será que dicho eje deberá patinar cuando avanza en recta para contrarrestar la velocidad de más que le otorga la transmisión. Para poder patinar no debe estar fuertemente afirmado al suelo y el sustrato no debería ser indeformable. De hecho, se aconseja desconectar la transmisión delantera cuando se transita con estos tractores en ruta o en caminos firmes (que le imposibilitan patinar, Figura 177, Izquierda). Si el tractorista accidentalmente olvida desconectar la transmisión notará que el tractor empezará a vibrar resaltando la discordancia cinemática entre ejes. En suelos firmes y cuando se

pretenda hacer tareas de labranza/siembra pesadas sería conveniente mantener la tracción delantera conectada (ya que se pagó por esa tecnología y de no usarse el tractor se comportaría como un convencional) pero para facilitar que el eje delantero pueda patinar deberían quitarse los lastres delanteros y también aumentar la transferencia de peso subiendo y alargando la barra de tiro. Muchos tractores importados de Europa llegan a Argentina con una gran cantidad de contrapesos delanteros que pueden resultar aceptables cuando se llevan equipos montados pesados colgados de la parte trasera pero no tienen sentido cuando se vinculan los aperos a la barra de tiro. En Europa, con fincas de poca extensión se usan equipos montados que son de poco ancho y poco largo. En Argentina se utilizan equipos muy anchos que son arrastrados a través de la barra de tiro y en consecuencia su peso no compromete el grado en que se afirma el eje delantero ya que es soportado por ruedas propias que tienen los aperos de arrastre (Figura 177, Derecha).

Figura 177: En los tractores FWA la tracción delantera se conecta y desconecta desde la cabina (Izquierda) El lastre delantero imposibilita que el eje delantero patine, solo con equipos montados se debería agregar lastre adelante (Derecha)

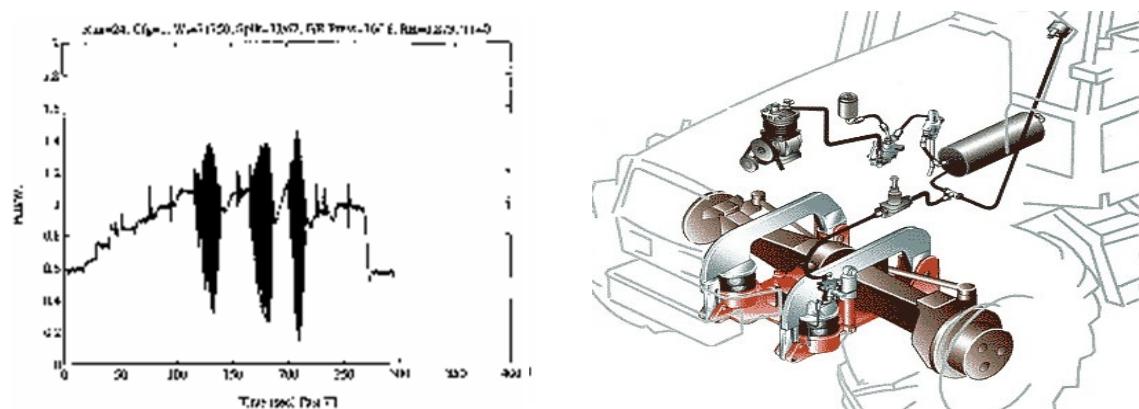


Cuando el suelo presenta suficiente resistencia y el tractor se afirma con su eje delantero aparece el fenómeno de “power hop” que consiste en un constante galopeo del tractor generado por la imposibilidad de patinar de dicho eje. Se puede ver el efecto del *power hop* en el Video de YouTube “*Tractor Power Hop From The 1970s*” (<https://www.youtube.com/watch?v=-tdObZ6jQoo>).

Debe controlarse siempre la presión de inflado en los neumáticos para no aumentar el avance cinemático original (neumáticos delanteros sobreinflados o subinflados aumentarán o reducirán el avance cinemático original respectivamente).

Para reducir las vibraciones generadas por el *power hop* existen tractores que vienen dotados con amortiguación en el eje delantero (Figura 178)

Figura 178: el power hop causa vibraciones en el tren delantero (Izquierda) que pueden ser reducidas mediante amortiguadores (Derecha)



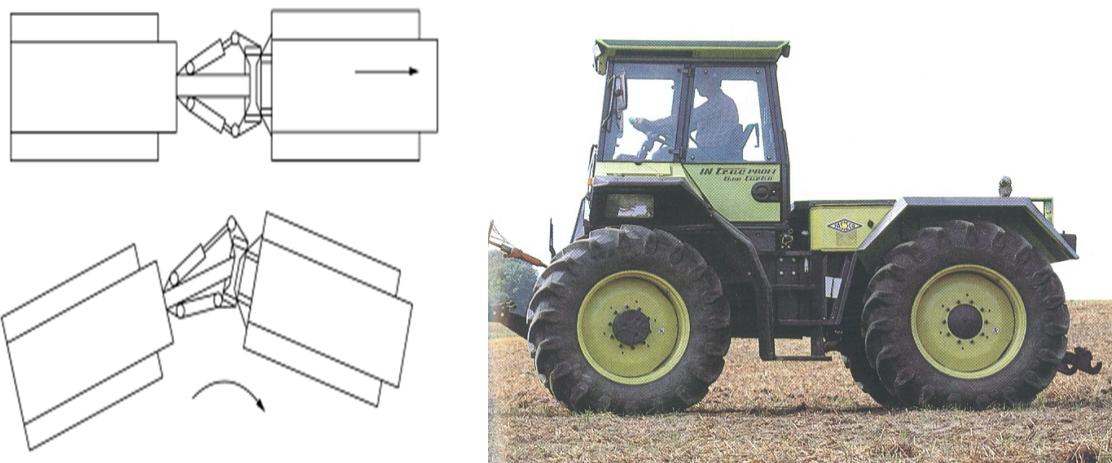
La condición ambiental en la que los tractores asistidos sacan mayor prestación es en la de suelos deformables, con mucha humedad, donde el eje delantero tiene posibilidad de patinar con pocas restricciones. Son los tractores más utilizados en arroceras y en el mercado actual argentino se ha transformado en el diseño más vendido. En el video de YouTube “*International 1086 Tractor with Front Wheel Assist*” (<https://www.youtube.com/watch?v=hc4WhbnQCQI>) puede verse un tractor asistido tirando de una picadora de maíz y un carro forrajero en una situación de piso deficiente. Se aprecia como las ruedas delanteras patinan con facilidad (sin power hop) en un suelo muy deformable.

Tractores articulados (4WD)

Los tractores 4WD tienen dos ejes motrices con ruedas de igual tamaño. La tracción delantera no se puede desconectar (como en los FWA) y no tienen avance cinemático. Tienen una articulación central (por eso se los llama articulados) que mediante actuadores hidráulicos “quiebra” al tractor en su parte central para poder doblar (Figura 179, Izquierda) y las ruedas del eje trasero siempre van pisando la huella del eje delantero. Debido a esto es que no necesitan avance cinemático como los FWA para las curvas (ya que no generan 4 huellas como los asistidos). Además, el hecho de que las ruedas traseras transitén sobre las huellas de las delanteras hace que se desempeñen en un sustrato mejor, más firme y en consecuencia pueden hacer más fuerza. Para equiparar el desgaste de ambos ejes se le asigna más peso estático al eje delantero (60 y hasta 70%) equilibrando entre motor y cabina la mayor parte del peso. En el eje trasero habitualmente solo queda el guardabarros y el diferencial. Con la transferencia de peso, cuando se realizan grandes esfuerzos de tiro, se esperaría que ambos ejes tuvieran idéntica responsabilidad, pero son más comunes las averías en el tren trasero (diferencial y mandos finales traseros) lo que denota que ese eje es el más sometido (por la transferencia y por el suelo afirmado que le deja el tren delantero). El hecho de que tengan dos ejes con 4 ruedas iguales haciendo fuerza permite aumentar en gran medida la capacidad de tracción y reducir el patinamiento. Estos diseños

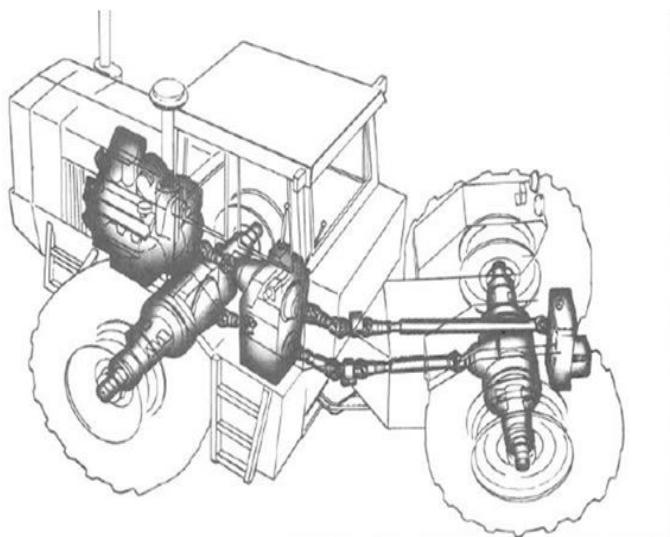
patinan en condiciones de trabajo lógicas no más de un 3 a 5%. Esto permite alcanzar altas eficiencias tractivas (75 a 80% de eficiencia tractiva global) al reducir las pérdidas de patinamiento y rodadura (la mayor superficie también reduce el hundimiento del tractor y la formación de huella). El patinamiento puede resultar un fusible en condiciones de altos esfuerzos para evitar que se sobrecarguen las transmisiones. Cuando un tractor recibe un esfuerzo puntual elevado repentinamente el patinamiento podría prevenir que ese esfuerzo recargue las transmisiones. En la medida que hay más superficie rueda suelo, resistiendo el esfuerzo de las ruedas es más difícil que el tractor patine y en consecuencia se pierde ese fusible. Cuando se recargan las transmisiones el elemento dimensionado para fallar en primer término es el embrague que se cristaliza y se debe cambiar. El repuesto es económico pero el recambio puede ser complejo. Los tractores 4WD por su menor posibilidad de patinamiento deben ser destinados siempre a tractoristas con mucha experiencia, que puedan escuchar el motor y sepan parar o levantar a tiempo el equipo para evitar roturas en las transmisiones, mientras que los 2WD con más facilidad para patinar sería lógico que se asignen a operarios con menos experiencia.

Figura 179: Articulación hidráulica central que permite el giro en los tractores 4WD (Izquierda)
La mayor parte del peso en los tractores 4WD está sobre el eje delantero (Derecha)



En la Figura 180 se aprecia el corte de un tractor 4WD donde se ve la unión entre embrague y caja de cambios a través de una barra cardánica, que facilita el acceso al embrague para recambio en caso de que se cristalice por recarga de la transmisión.

Figura 180: Corte de un tractor 4WD donde se aprecia el motor, el embrague que vía barra cardánica transmite el movimiento hacia la caja de cambios. Se ve el eje que lleva movimiento a la TPP en la parte posterior y por debajo dos barras cardánicas que llevan movimiento al eje trasero y delantero. Se aprecia el quiebre del tractor en la parte central al tomar la curva



En el video “Sembradora Monumental Air Drill 10000, granos finos, Chivilcoy (Buenos Aires) TRACTOR PAUNY” (<https://www.youtube.com/watch?v=Dpx6fXx57g0>) puede verse un tractor articulado con duales en ambos ejes. Se puede apreciar el momento en que se articula en la parte central cuando toma una curva. La división del par motor total en dos ejes con ruedas de igual tamaño y la colocación de duales (con el aumento de la superficie de apoyo) implicará una importante reducción del patinamiento, por debajo del 5%. El tractor se encuentra tirando una sembradora de granos finos de siembra directa del tipo Air Drill donde las semillas y el fertilizante son transportados por una corriente de aire en el interior de mangüeras desde dos grandes tolvas con gran autonomía que se encuentran en la parte delantera de la sembradora hacia los trenes de siembra que se encuentran en la parte posterior. Al quitar las tolvas de la parte superior de los trenes de siembra (como sucede en una sembradora tradicional), los mismos pueden plegararse hacia adentro mediante cilindros hidráulicos para pasar de la situación de trabajo a transporte de manera muy rápida. Desde el advenimiento de la siembra directa y la consiguiente reducción de las operaciones de labranza del suelo, la labor más pesada y frecuente que ha quedado es la de siembra directa. Las sembradoras de directa son máquinas muy pesadas (lo deben ser porque penetran el suelo por peso y tienen que tener suficiente masa para las condiciones de suelos firmes que implica la siembra directa). Además, en la parte frontal llevan unas cuchillas que deben generar una microlabranza del suelo en el sector donde luego actuará un abresurco, lo que implica una gran demanda de esfuerzo de tiro. Otras operaciones pesadas que pueden ser frecuentes son las descompactaciones que suelen ser necesarias luego de que por tránsito repetido se genere masificación del suelo y pérdida de su capacidad de infiltración y de

intercambio de agua y aire. También son labores pesadas el uso de rastras de discos pesadas para eliminar malezas resistentes a los herbicidas totales o para borrar las huellas que se producen en los lotes durante la cosecha con poco piso. Cuando la soja ha alcanzado su madurez fisiológica y tiene una humedad del grano que permite su cosecha no puede dejarse mucho tiempo en los lotes sin levantarla ya que por ser dehiscente se incrementan mucho las pérdidas de precosecha y de cosecha (por el movimiento que genera en la planta la cosechadora). Además, la cosecha de la soja se realiza desde marzo-abril, en otoño, donde hay importantes precipitaciones y menores temperaturas que retardan la condición de piso necesaria para entrar con las máquinas. En consecuencia, muchas veces se ingresa a los lotes con mucha humedad y la propia cosechadora y también el tractor con la tolva que acompaña a la misma generan grandes huellones que deben ser borrados antes del pasaje de la sembradora (los órganos copiadores de la máquina sembradora no podrían sortear los importantes desniveles que implican estas profundas huellas).

CAPÍTULO 4

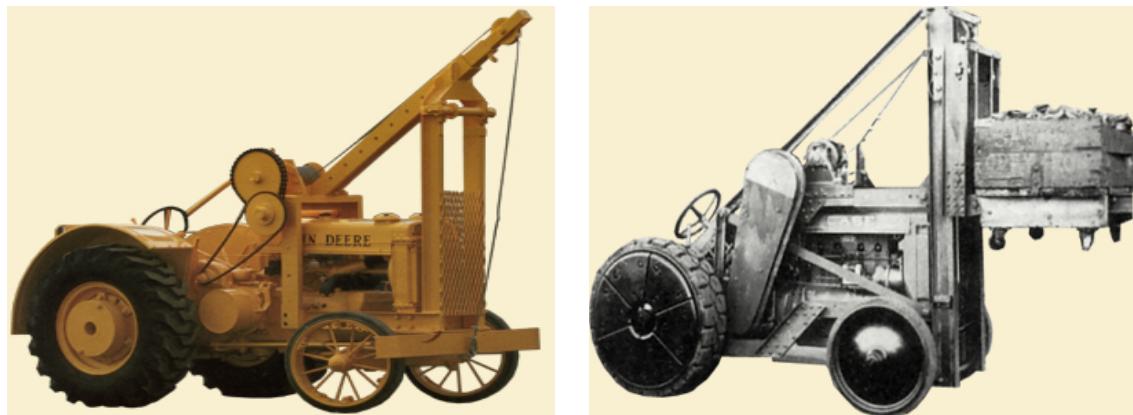
Hidráulico

Ricardo Minervino y Claudio Pernice

Todos los tractores y la mayoría de las máquinas agrícolas cuentan con elementos hidráulicos que aprovechando las prestaciones que brinda este sistema se utilizan para realizar movimientos que mecánicamente sería muy difícil y complejo hacer. Los actuadores hidráulicos permiten realizar movimientos lineales (con cilindros hidráulicos que se expanden o retraen) o rotativos continuos (con motores hidráulicos) para mover elementos que se encuentran en posiciones distantes.

Cuando se busca hacer de forma mecánica, lo que se puede realizar de manera simple con actuadores hidráulicos, aparecen tractores y máquinas muy raras, con diseños complicados y costosos (Figura 181).

Figura 181: Tractores antiguos preparados para elevar cargas en la parte frontal de forma mecánica. Se puede observar la complejidad de los mecanismos involucrados y el formato extraño que adquieren los diseños



Leyes y principios básicos de la hidráulica

Los fluidos hidráulicos tienen ciertas características y cumplen un conjunto de leyes que es conveniente remarcar antes del estudio de los componentes.

Principio de Pascal

Blaise Pascal (1623-1662) (Figura 182) fue un matemático, físico y filósofo francés que hizo investigaciones muy interesantes sobre los fluidos y sobre el concepto de presión. Sus aportes fueron tan interesantes que desde 1971 la actual unidad de presión del sistema internacional lleva su nombre, el Pascal (Pa) que equivale a un Newton/m².

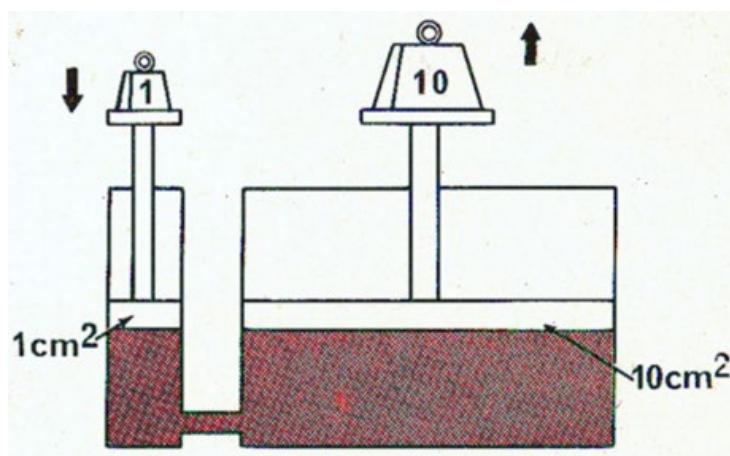
El principio de Pascal establece que “la presión ejercida sobre un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido”. Si el fluido está contenido en un recipiente cerrado la presión se transmite a todos los puntos con el mismo valor y actúa sobre la superficie en forma perpendicular a la misma. La presión que se generará será proporcional a la fuerza que se aplica al líquido e inversamente proporcional al área que soporta dicha fuerza.

$$P = \frac{F}{A}$$

Una de las aplicaciones que aparecieron rápidamente luego de la enunciación del principio de Pascal fue la prensa hidráulica, es decir, la posibilidad de multiplicar fuerzas (Figura 182).

Así, si sobre un émbolo de 1cm² de superficie se aplica una fuerza de 1kg, se genera una presión de 1kg/cm². Si la misma se transmite en todos los sentidos y direcciones y por medio de un vaso comunicante, se comunica con otro émbolo que tiene 10cm² de superficie, esa misma presión (1kg/cm²) multiplicada por una superficie de 10cm² dará una fuerza de 10kg.

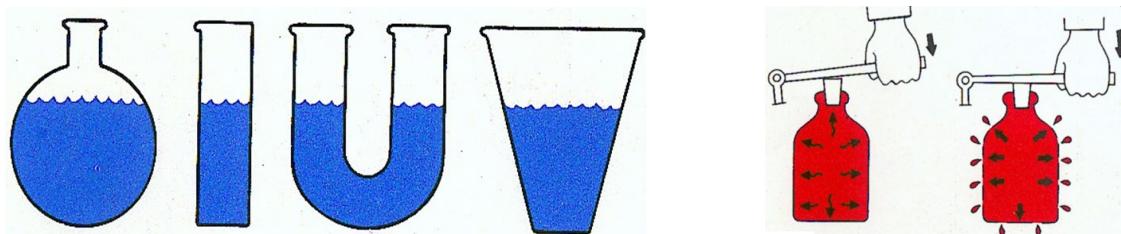
Figura 182: el principio de Pascal (Izquierda) permitió la invención de la prensa hidráulica (Derecha)



Otra propiedad que tienen los líquidos y que es muy interesante para poder transmitir el movimiento es que no tienen forma propia, por lo que los recipientes que los contienen pueden adquirir diferentes dimensiones y formas sin inconveniente y que son (a diferencia de los gases) incompresibles (Figura 183). Esto permite transmitir las fuerzas en cualquier dirección y sentido. En la Figura 182 Derecha se observa que la fuerza descendente que se aplica en el émbolo

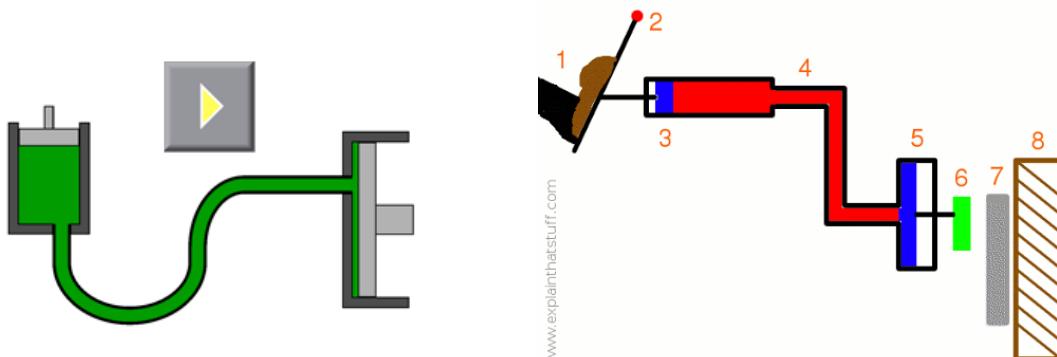
pequeño se traduce en una fuerza ascendente en el otro émbolo, pero este segundo émbolo podría tener cualquier otra dirección y generar movimiento multiplicando la fuerza en la dirección más conveniente en función del mecanismo buscado (hacia la derecha, izquierda, hacia abajo, con cualquier ángulo).

Figura 183: Los líquidos no tienen forma propia (Izquierda) y son incompresibles (Derecha)



Una de las prestaciones interesantes de las transmisiones hidráulicas es precisamente que el aceite se puede movilizar por mangueras que pueden enrollarse y plegarse, sin necesidad de que haya entre el generador de la presión hidráulica (bomba del tractor) y el actuador ningún tipo de alineación o restricción geométrica (Figura 184).

Figura 184: La presión hidráulica se puede transmitir por mangueras (Izquierda) Freno hidráulico (Derecha)



Ecuación de continuidad

Entre dos secciones de cañería la masa se conserva por lo que se cumple que:

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2$$

Donde ρ es la densidad del líquido, A es el área (sección) de la cañería y V es la velocidad del fluido. Si la densidad se expresa en kg/m^3 , el área en m^2 y la velocidad en m/s , la unidad de cada término sería kg/s . Quiere decir que se mantiene la masa (kg) por segundo que está

pasando en cada sección de la cañería. Como el líquido que está pasando en ambas secciones es el mismo y la densidad es constante la expresión se simplifica a:

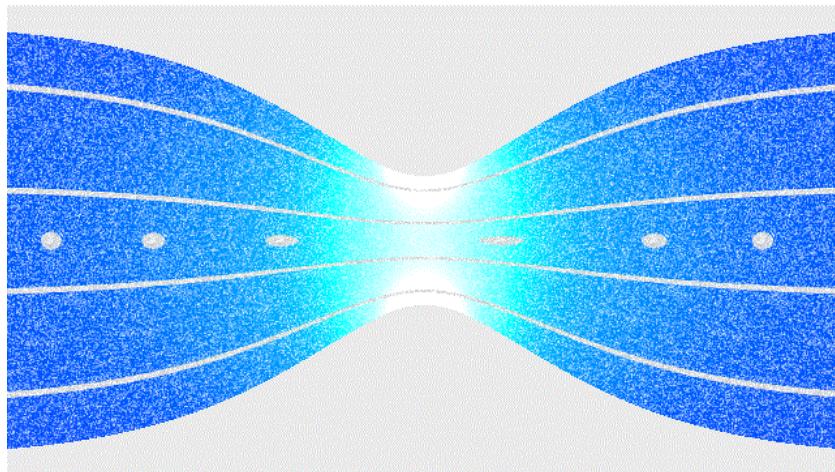
$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2$$

El producto de área (m^2) por velocidad (m/s) es igual a caudal (m^3/s) por lo que de la ecuación de continuidad se infiere que el caudal entre dos secciones de cañería se tiene que mantener.

$$Q_1 = Q_2$$

Si en una cañería existe un estrechamiento (una reducción de la sección) el líquido que por allí pase tendrá que aumentar la velocidad para mantener el caudal constante (Figura 185).

Figura 185: Un estrechamiento en una cañería implicará un aumento de la velocidad del fluido en dicho lugar para cumplir con la ecuación de continuidad



Ecuación de Bernoulli

Daniel Bernoulli estableció que en un fluido ideal (sin viscosidad ni rozamiento) circulando por un conducto la energía que posee permanece constante en todo su recorrido. Además, la energía por unidad de volumen será la sumatoria de la energía de presión, de la energía cinética y de la energía potencial que tenga el fluido quedando la expresión matemática como:

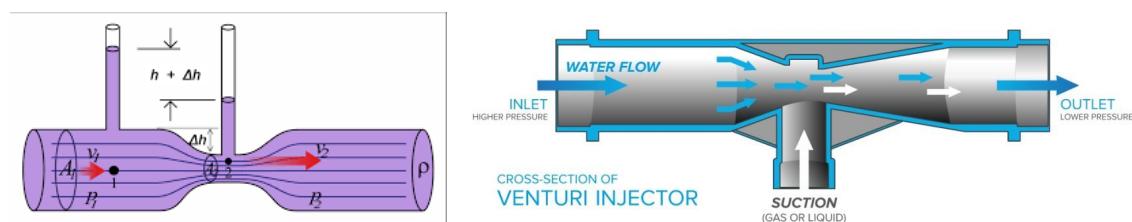
$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + \rho g h_2$$

Donde P = presión, ρ = densidad del líquido, V = velocidad, g = aceleración de la gravedad y h = altura.

A partir de la ecuación de Bernoulli puede predecirse qué pasará con el fluido que pasa por un estrechamiento. Debido a la reducción del área, para que se cumpla con la ecuación de continuidad tiene que haber un incremento de la velocidad del fluido (incremento de la energía cinética). Si la energía potencial se mantiene (suponiendo una tubería horizontal

donde el líquido no sube ni baje) para que se mantenga la energía por unidad de volumen en la zona de estrechamiento, debido al incremento de la energía cinética, tiene que haber una caída de la presión, una succión (Figura 186). Este efecto de succión que se produce en los estrechamientos de las cañerías es denominado efecto Venturi porque fue demostrado por el físico italiano Giovani Venturi en 1797. Este principio es utilizado en las pastillas de pulverización por inducción de aire AI (*Air induction*) para formar gotas de gran tamaño como herramienta para mitigar la deriva (desplazamiento de los agroquímicos fuera del sector objetivo) y consecuente contaminación.

Figura 186: en una tubería con un estrechamiento, ocurre una depresión por aumento de la velocidad del fluido (Izquierda) que es aprovechada para incorporar líquidos o gases al fluido por succión (efecto Venturi) (Derecha)

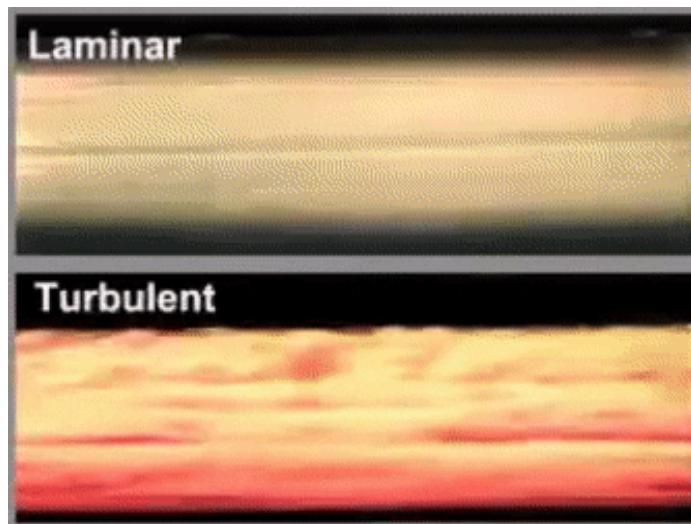


Pérdidas de carga

Los aceites que se utilizan como fluidos hidráulicos, lejos de ser fluidos ideales tienen rozamiento con las paredes de las tuberías que atraviesan y entre las propias partículas de aceite, lo que termina generando calor y pérdidas de presión. A esas pérdidas se las conoce como pérdidas de carga. Las pérdidas de carga estarán influenciadas por la viscosidad del aceite (cuanto más viscoso, más pérdidas), por el diámetro de las tuberías (a menor diámetro, más pérdidas), por la longitud de la cañería (cuanto más largas más pérdidas), por la velocidad del fluido en la cañería (a mayor velocidad, más pérdidas) y por los estrechamientos y cambios de dirección que sufra el fluido.

La velocidad adquiere especial importancia ya que en función de la misma el fluido puede adquirir un flujo laminar o turbulento (Figura 187). Siempre se buscará un flujo laminar, para reducir las pérdidas de carga y es por eso que en los circuitos hidráulicos la velocidad del fluido en las cañerías con presión no debería superar los 5m/s y en las líneas de aspiración y retorno (de baja presión) no se deberían superar los 1 a 2 m/s.

Figura 187: Flujo laminar y turbulento. En los circuitos hidráulicos siempre se priorizará el flujo laminar



Las pérdidas de carga se pueden calcular mediante la expresión:

$$\Delta P = f \frac{l}{D} x \frac{\rho x v^2}{2}$$

Siendo l la longitud de la cañería, D el diámetro, ρ la densidad del fluido, v la velocidad del fluido y f un factor adimensional dependiente del número de Reynolds. Nótese que l y D tienen unidades lineales que se cancelan, f es adimensional por lo que la unidad de las pérdidas de carga termina siendo el producto de la densidad por la velocidad al cuadrado = kg/m³ multiplicada por m²/s² = kg /m s² que es igual a N/m² (Pascal). Recuérdese que N = kg m / s². Puede verse que las pérdidas de carga se incrementan linealmente con el factor f, con la longitud de la cañería y con la densidad del fluido, pero se incrementan en forma cuadrática con la velocidad. Con el incremento del diámetro las pérdidas se reducen.

El número de Reynolds se calcula como:

$$R = \frac{\rho x v x D}{\mu}$$

Siendo μ la viscosidad dinámica con unidades Pa . s (Pascal por segundo), ρ la densidad del fluido en kg/m³, v la velocidad en m/s y D el diámetro en m. Al ser Pascal N/m² y N = kg m/s² puede comprobarse que las unidades se cancelan siendo el Reynolds un número adimensional. En función del valor que toma el flujo será laminar, de transición o turbulento. Cuando es menor a 2300 se considera laminar, entre 2300 y 4000 se considera de transición y mayor a 4000 turbulento. Con el número de Reynolds se puede calcular el coeficiente f que se utilizará en la expresión del cálculo de pérdidas de carga siendo para régimen laminar (R<2300):

$$f = \frac{64}{R}$$

Mientras que para régimen turbulento ($R > 2300$) se calcula como:

$$f = \frac{0,316}{R^{0,25}}$$

Características del fluido hidráulico

El aceite utilizado en los circuitos hidráulicos debe cumplir con un conjunto de requisitos.

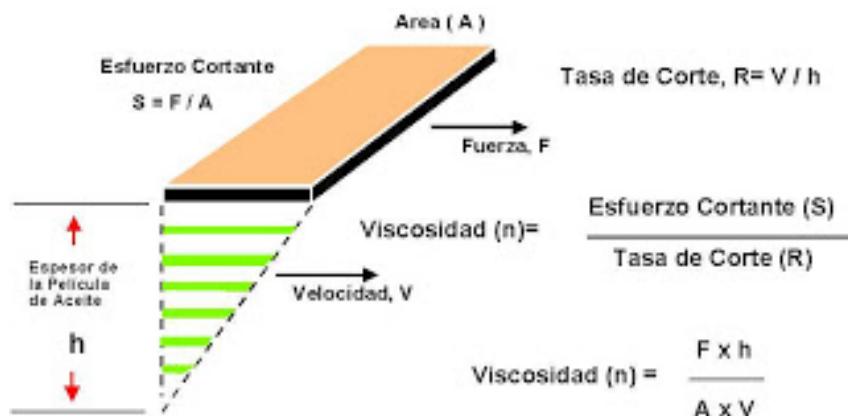
- Debe poder disipar el calor
- Debe amortiguar los ruidos y las oscilaciones de presión
- Debe resistir el envejecimiento
- Debe prevenir la corrosión
- Debe tener cierta viscosidad

La viscosidad es la resistencia a que las láminas del fluido deslicen entre sí. Se reconocen dos tipos de viscosidades: dinámica y cinemática (que es la viscosidad dinámica dividida la densidad del fluido). La unidad de la viscosidad dinámica es el Poise que es cuando con una fuerza de 1N se puede imprimirle a una placa de $1m^2$ una velocidad de 1m/s respecto a otra placa en reposo situada a 1m de distancia (Figura 188). Se simboliza con la letra griega μ . El Poise en consecuencia incluye las siguientes unidades:

$$\text{Poise} = \frac{N \times m}{m^2 \times m/s} = \frac{N \times s}{m^2} = \text{Pa} \times s$$

Como N/m^2 es Pascal el Poise equivale a un Pascal por segundo.

Figura 188: Viscosidad dinámica



También se utiliza la viscosidad cinemática que se simboliza con la letra griega ν y resulta de dividir la viscosidad dinámica (μ) por la densidad del fluido (ρ). Siendo N equivalente a $\text{kg} \times \text{m} / \text{s}^2$ la unidad de la viscosidad cinemática es:

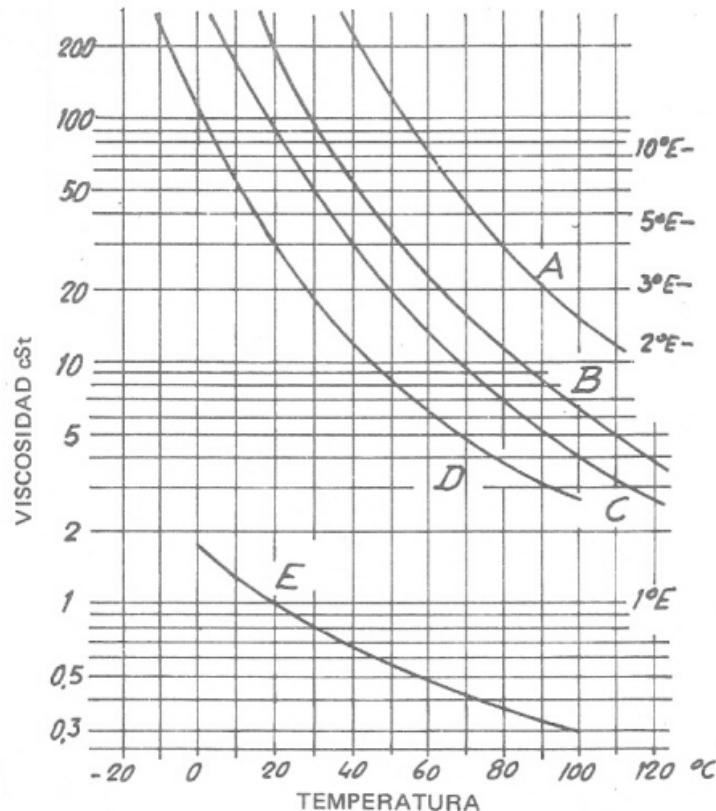
$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{N \times s}{m^2 \times kg/m^3} = \frac{kg \times m \times s}{m^2 \times s^2 \times kg/m^3} = \frac{m^2}{s}$$

El m^2/s es la unidad del Sistema Internacional. En el sistema cegesimal o cgs se utiliza el Stokes (St). Un m^2/s equivale a 10000St.

Se utiliza también como unidad de medida los grados Engler (${}^{\circ}\text{E}$) que resultan de dividir el tiempo en segundos que tardan en fluir 200cm^3 de aceite a 20°C respecto al tiempo en que tardan en fluir 200cm^3 de agua.

La viscosidad se reduce con la temperatura (fluye más rápidamente cuando aumenta la temperatura, Figura 189).

Figura 189: Viscosidad cinemática (cSt y ${}^{\circ}\text{E}$) en función de la temperatura (${}^{\circ}\text{C}$) para 5 líquidos A) glicerina, B) aceite hidráulico, C) aceite de juntas hidrocinéticas, D) aceite de amortiguadores y E) agua



Los aceites además deben ser capaces de lubricar las cañerías y si son compartidos con la transmisión (depósito compartido con el diferencial del tren trasero) deben lubricar sus engranajes. Cuando tienen que lubricar se le colocan tensioactivos que reducen la tensión superficial para que puedan bañar fácilmente las piezas y mojarlas. Estos tensioactivos son como detergentes que tienen la propiedad negativa de que forman espuma (incorporan aire). El aire en los circuitos hidráulicos constituye un problema ya que cuando pasa por la bomba, ante la presión las burbujas de aire se comprimen e implotan generando el fenómeno conocido como cavitación que puede provocar roturas en las cañerías o en la bomba. Debe también tener aditivos antioxidantes que alarguen la vida útil de los elementos metálicos del circuito.

Telmo Palancar

Aplicaciones de la hidráulica en el campo agrícola y forestal

En la Figura 190 (arriba) se observa una imagen antigua de un tractor 2WD arrastrando una sembradora convencional en la que se aprecian un conjunto de mangueras que llevan aceite hacia un actuador (cilindro hidráulico) presente en la sembradora que permite levantarla y bajarla (clavarla y desclavarla). Esto denota que la presencia de elementos hidráulicos en los tractores y máquinas agrícolas no es una tecnología reciente si no que ha acompañado a los mismos desde el comienzo de la mecanización. En la imagen inferior se observa un tractor 4WD tirando de una sembradora *Air Drill* (“sembradora a aire”) en la que se carga la semilla y el fertilizante en dos grandes tolvas amarillas que se encuentran en la parte posterior (lo que brinda mucha autonomía) y este material se transporta hacia los cuerpos de siembra por mangueras con una corriente de aire. Este tipo de sembradoras, sin tolvas con semilla sobre los trenes de siembra permite plegar los cuerpos externos hacia el centro de la sembradora pasando de la situación de trabajo a transporte y viceversa rápidamente. El plegado de los cuerpos, así como el clavar y desclavar la sembradora se hace a partir de cilindros hidráulicos de control remoto que son comandados desde la cabina del tractorista.

Figura 190: Sembradora para sistemas convencionales (con labranza) arrastrada por tractor convencional (Arriba) Sembradora para siembra directa tipo Air Drill arrastrada por tractor articulado con duales (Abajo)



En la Figura 191 se aprecian dos tractores llevando segadoras (cortadoras de pasto, forraje). El cabezal de corte va colgado del tractor y para alejarlo o acercarlo al mismo se alargan o acortan cilindros hidráulicos. También son necesarios otros cilindros para levantarla o bajarla (modificar la altura de corte) y para inclinar el cabezal y copiar la pendiente del terreno. Por último, el cabezal de corte debe recibir movimiento rotacional para accionar las cuchillas rotativas que tiene en la parte inferior. Sería muy complicado transmitir movimiento rotacional hasta un lugar tan alejado y por un camino siempre variable (en función de la angulación del brazo y de la posición) con barras cardánicas. Puede verse que a la parte superior de los cabezales llegan un conjunto de mangueras que llevan aceite a presión que accionan motores hidráulicos (reciben aceite hidráulico a presión y lo transforman en movimiento rotacional). Se aconseja ver el video de YouTube “NUEVA DESMALEZADORA HIDRÁULICA ARTICULADA” (<https://www.youtube.com/watch?v=Zv69GiBfxgE>) donde se aprecian los movimientos que se consiguen con los distintos cilindros y el motor hidráulico.

Figura 191: Tractores llevando segadoras. Se aprecian los cilindros que permiten alargar o acortar la distancia hacia el cabezal de corte, subirlo y bajarlo, inclinarlo y las mangueras que llegan al mismo para accionar el motor hidráulico que hace girar las cuchillas de corte. Se puede apreciar la dificultad que implicaría llegar hasta ese lugar con movimiento rotacional a través de barras cardánicas



En la Figura 192 se aprecia una hoyadora, que consiste en un tornillo sinfín para hacer pozos. Se observa en la parte superior un motor hidráulico que hace girar el tornillo sinfín. A dicho motor llegan dos mangueras, una a alta presión que viene de la bomba del tractor y que llega al motor hidráulico y una que vuelve hacia el depósito de aceite (retorno) a baja presión. El motor hidráulico transforma la energía hidráulica que recibe con el aceite a presión en energía cinética (para hacer girar el tornillo sinfín). Además, habrá cilindros hidráulicos que permitirán movimientos lineales para empujar el tornillo sobre el suelo y para extraerlo. Se puede ver un video de YouTube titulado “HOYADORA - METALMEC SRL” (<https://www.youtube.com/watch?v=7HhAIAnDC4M>). Se observan las conexiones de las dos mangueras que abastecen al motor hidráulico y el movimiento de plegado y desplegado del tornillo (a través de cilindros hidráulicos) y su movimiento rotativo (a partir del motor hidráulico).

Figura 192: Hoyadora. Se aprecia en la parte superior del tornillo sinfín el motor hidráulico al que le llegan dos mangueras



En el video de YouTube “Hedging topping pruner | Prepodadora de arboles | Poda olivar en seto | iD David” (<https://www.youtube.com/watch?v=0nuJTLnDZYg>) se observa un tractor que lleva colgado una barra con cuchillas con movimiento circular que colocándola en la posición adecuada permite podar filas de árboles de olivo. Se aprecia que con movimientos de cilindros hidráulicos la barra de corte se puede colocar horizontal en altura (para podar por la parte superior los árboles) o vertical para podarlos lateralmente. Se observan también un conjunto de mangueras que llegan hasta motores hidráulicos que se encuentran sobre la barra y mueven las cuchillas. Puede verse una parrilla protectora en la parte frontal de la cabina del tractorista para reducir la posibilidad de golpes en la misma por ramas y hojas que arrojen las cuchillas.

En la Figura 193 se observa un Harvester, un tractor especialmente diseñado para cosechar árboles. Se aprecia un gran brazo que puede separarse más o menos del tractor, bajar o subir el cabezal (que está en el extremo del brazo) a partir de cilindros hidráulicos. En el cabezal cuenta con unas garras que aprietan el árbol por la base, una espada (con una cadena que es la encargada de hacer el corte) y unas ruedas dentadas que una vez que el árbol es cortado y acostado permiten desplazar el tronco longitudinalmente para ir quitándole las ramas a partir de unas garras. Como estas ruedas tienen un diámetro conocido, el número de revoluciones que dan se puede cuantificar y permiten cortar el fuste principal en trozas de igual longitud que son apiladas convenientemente para su posterior extracción. El movimiento rotacional necesario para la cadena de corte y para las ruedas que desplazan el fuste por el cabezal es provisto por motores hidráulicos que tiene el cabezal. Se observa que llegan al mismo un conjunto muy importante de mangueras que se encuentran protegidas para reducir los daños con el material leñoso. Esta importante y costosa máquina puede reemplazar en el orden de 20 motosierristas. En el video “IMPRESSIVE Harvester by John Deere! Epic

machine!” (<https://www.youtube.com/watch?v=v2-1o3kgTEg>) se observa un harvester y se aprecia el trabajo del operador que desde la cabina acerca el cabezal al árbol en pie, se escucha el sonido del corte que genera la espada, luego el árbol se apea y se va deslizando a partir de las ruedas dentadas, desramando y cortando en trozos de igual longitud. Se ve el tractor articulado y con ruedas con cadenas para poder tener eficiencia tractiva en condiciones complicadas tanto por falta de piso como por pendientes importantes y obstáculos generados por los residuos de cosecha. En un momento se observa el complejo trabajo del tractorista que en un *Joystick* tiene concentrados todos los mandos para operar el cabezal. La complejidad de operación es tan importante y el costo de estas máquinas es tan elevado que las empresas que lo adquieren pagan a los nuevos operarios (sin experiencia) entrenamientos en simuladores para aprender la secuencia de mandos necesaria para la operación, sin afectar la continuidad operativa de la máquina real.

Figura 193: Izquierda: Harvester, tractor especial para cosechar árboles Derecha: Detalle del cabezal



En la Figura 194 se observan tractores para movimiento de suelos. En la imagen de la izquierda se aprecia un tractor con una pala cargadora frontal y se ven claramente los cilindros hidráulicos que se accionarán para realizar los distintos movimientos de ascenso/descenso y carga y descarga de la pala. En la imagen de la derecha se ve un tractor de orugas equipado con una retroexcavadora. Se aprecia una silla especial que tiene el tractor para que el operario trabaje cómodo de frente a la retro (está colgada de la parte trasera, se observa la silla principal del lado opuesto a la silla de la retro). Se aprecia también delante de la silla el conjunto de palancas con las que el operario trabajará para realizar los distintos movimientos. Se ven un conjunto de mangueras que llevan aceite hacia los distintos cilindros.

Figura 194: Tractor con pala cargadora frontal (Izquierda) y tractor de orugas con retroexcavadora (Derecha)



En la Figura 195 se observan tractores con equipos montados, acoplados al elevador hidráulico de tres puntos. Merece un análisis detallado las posibilidades de trabajo (formas de trabajo) que se pueden obtener con este tipo de vinculación. Los equipos montados son muy utilizados en Europa, donde el tamaño de las fincas es reducido. Como van colgados del tractor siempre serán equipos cortos y de poco ancho (y en consecuencia de poca capacidad operativa). En Argentina se pueden encontrar frecuentemente en explotaciones intensivas como horticultura, fruticultura y en algunos cultivos regionales. Pero en la agricultura y ganadería extensiva la vinculación más frecuente es a través de la barra de tiro, con equipos de arrastre de gran ancho y capacidad de trabajo. Los enganches de tres puntos habitualmente se encuentran en la parte posterior del tractor, pero también pueden estar presentes en la parte anterior con el objetivo de ahorrar pasadas. En la Figura 195 Izquierda se ve un tractor que lleva en la parte delantera, montado en el enganche tripuntal unos rolos desterronadores (que refinan el suelo) y en la parte posterior una sembradora. En la misma pasada está haciendo la labranza secundaria (preparación de la cama de siembra, refinado, nivelación) y siembra y de esta manera se ahorran pasadas. En la misma imagen, más a la izquierda se ve otro tractor con un arado de reja y vertedera montado reversible que está haciendo la labranza primaria. En la imagen de la derecha se ve un tractor 4WD que lleva montadas dos segadoras. Se puede observar que el tractor está avanzando marcha atrás y que el operario ha invertido el puesto de conducción, algo factible en algunos tractores.

Figura 195: Tractores con equipos montados. Arado de reja y vertedera, rolo desterronador y sembradora (Izquierda) Segadoras de forraje (Derecha)



En la Figura 196 se observa una rastra de discos doble acción de arrastre de tiro centrado. La misma está con los cuerpos en el aire (desclavada) y con los cuerpos externos plegados (para transportarla ocupando poco ancho del camino). Se aprecian 4 cilindros hidráulicos que permitirán pasar de la situación de transporte en que se encuentra la herramienta en la imagen a la situación de trabajo (con los cuerpos externos desplegados). Asimismo, se ve la herramienta desclavada, apoyada sobre sus ruedas (para transportarla de un lote a otro). Sobre el eje con ruedas opera otro cilindro hidráulico que levanta las ruedas (y el equipo se clava) o baja las ruedas (y el equipo se desclava). La mayoría de las máquinas de arrastre se clavan y desclavan levantando y bajando respectivamente un eje con ruedas. Ese eje de ruedas es comandado generalmente por un cilindro hidráulico de control remoto (se opera a distancia). Por último, en la imagen se ve el conjunto de mangueras que van desde el tractor hacia la máquina para abastecer a todos los cilindros mencionados. Resulta muy importante, además, previo a desconectar las mangueras del hidráulico, dejar los actuadores sin carga, sin presión, ya que, de lo contrario, *a posteriori* será imposible volver a conectar las mangueras si no se despresurizan previamente. Por ejemplo, en la Figura 196 está la máquina levantada para transporte. Una vez que se llega al lugar donde se la va a desenganchar, se debe bajar la máquina para que el peso de la misma recaiga en el suelo y no quede sostenida por el aceite del cilindro hidráulico. Si no se hace eso, el operario, antes de conectar nuevamente, deberá despresurizar las mangueras apretando las bolillas que cierran a presión el extremo de las mismas contra una superficie rígida de manera de permitir la salida del aceite a presión (generando salpicaduras de aceite en todo el entorno y desperdicio del aceite hidráulico).

En el video de YouTube “RASTRA DE DISCOS DOBLE ACCIÓN” (<https://www.youtube.com/watch?v=FTCDBYQwD94>) se ve un tractor articulado (4WD) tirando una rastra de este tipo. En este tipo de rastras, los paquetes delanteros de discos tiran la tierra hacia afuera de la pasada y los de atrás la vuelven a tirar hacia adentro, en eso radica la “doble acción”. En el final de la pasada, llegando a la cabecera, se observa como primero se levantan los cuerpos (se desclava la rastra y deja de roturar el suelo) y en una segunda instancia se

pliegan los cuerpos externos hacia la parte superior antes de girar en la cabecera. Todos esos movimientos son realizados por cilindros hidráulicos de control remoto.

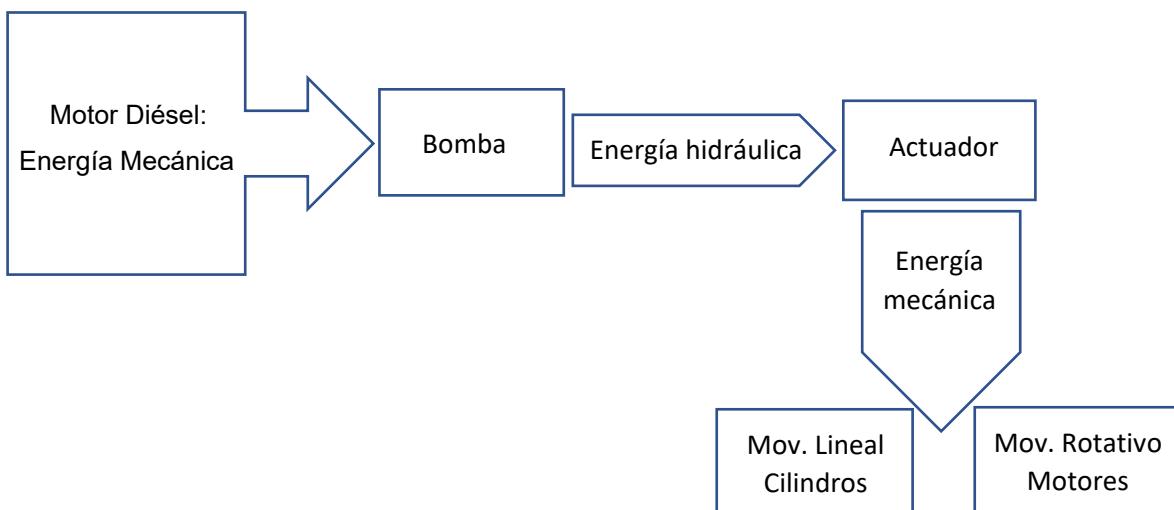
Figura 196: Rastra de discos doble acción. Se observan los 4 cilindros de control remoto que cambian de posición de transporte a trabajo (y viceversa) los cuerpos externos de la rastra. En la parte central se observa un cilindro que operando sobre las ruedas permitirá clavar y desclavar el implemento



Ciclos de transformación de energía

Cuando se requiere de potencia hidráulica para abastecer los distintos componentes de una máquina que demanda dicha potencia en los distintos elementos del circuito se realizan transformaciones de energía. En una primera instancia, las bombas de cualquier circuito hidráulico absorben energía mecánica de rotación para hacerlas girar y generar un caudal dentro del circuito. De esta manera transforman energía mecánica (cinética) en energía hidráulica. Esa energía hidráulica llega finalmente al actuador que la absorbe y la convierte en energía mecánica de movimiento. Hay básicamente dos tipos de actuadores: a) los cilindros hidráulicos, que transforman la energía hidráulica en un movimiento lineal de expansión-retracción de un cilindro y b) los motores hidráulicos que transforman la energía hidráulica en un movimiento rotativo continuo (Figura 197). El motor hidráulico hace el camino inverso que la bomba, transforma energía hidráulica en energía mecánica de rotación. La bomba transforma energía mecánica de rotación en energía hidráulica.

Figura 197: Ciclos de transformación de energía en circuitos hidráulicos. La bomba transforma la energía mecánica de movimiento que recibe en energía hidráulica. Los actuadores transforman la energía hidráulica en energía mecánica de movimiento lineal (expansión o retracción de un cilindro) o movimiento rotativo continuo (motor hidráulico)



Ventajas de las transmisiones hidráulicas

Transmitir movimiento a partir de actuadores hidráulicos reúne un conjunto de ventajas, algunas de las cuales vuelve irreemplazable su uso por otras alternativas.

- Facilidad de manejo de los mandos: Las válvulas de mando que comandan los distintos actuadores se pueden manejar con mucha facilidad y poca fuerza usando pedales, palancas, botones, Joysticks (a través de la electrohidráulica), reduciendo el esfuerzo que tiene que emplear el operario para operarlos.
- Posibilidad de controlar con precisión el trabajo que se quiere realizar: con los mandos hidráulicos se puede decidir y controlar con precisión la profundidad de trabajo de las distintas herramientas de labranza del suelo, así como mover más o menos rápidamente los motores que accionan elementos rotativos.
- Mayor seguridad: en la transmisión del movimiento no hay barras cardánicas, ni cadenas, ni correas que puedan enganchar algún operario u otro elemento en el camino, la energía hidráulica circula de manera segura dentro de mangueras y tuberías.
- Eliminación de engrase y lubricación de componentes: ya que el propio aceite hidráulico funciona como lubricante.
- Confiabilidad: Dada la baja probabilidad de falla de los elementos hidráulicos involucrados.
- Adaptación de las tuberías a características de diseño de las máquinas: En las transmisiones hidráulicas no es necesario la presencia de ejes alineados como ocurre en cualquier transmisión mecánica. El movimiento circula por mangueras que se pueden enrollar y plegar, así como las tuberías pueden tener codos con la angulación necesaria

para ajustarlas a las necesidades de la máquina que demanda el movimiento. Esto le da mucha plasticidad a este tipo de transmisiones respecto a cualquier transmisión mecánica. Es muy difícil reemplazar la hidráulica con elementos mecánicos.

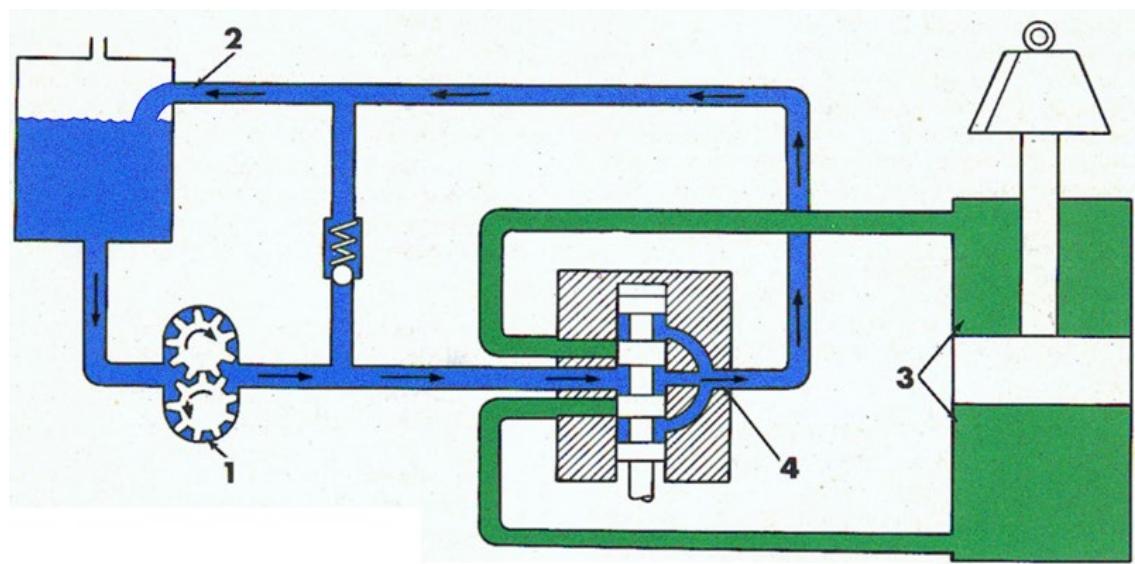
Principales desventajas

- Menor rendimiento: relacionado con el rozamiento que implica la circulación del aceite por mangueras y tuberías y las pérdidas de carga que ello conlleva. Las transmisiones hidráulicas son siempre menos eficientes que las mecánicas.
- Fugas: mientras que en las transmisiones mecánicas no necesitan de tanta hermeticidad, el hecho de trabajar con líquidos a presión requiere en la hidráulica circuitos que eviten fugas, más seguros y costosos.
- Posibilidad de cavitación: la posibilidad de que entre aire al circuito acrecienta los problemas de cavitación y rotura de elementos al implotar las burbujas de aire cuando ingresan en la línea de presión.
- Necesidad de contar con mecánicos especializados: Las reparaciones en los circuitos hidráulicos del tractor y en las máquinas agrícolas necesitan de operarios capacitados, con instrumental específico que pueda medir presiones de trabajo importantes.
- Problemas de suciedad del líquido hidráulico al producirse averías al trabajar o efectuar el mantenimiento del sistema: el aceite hidráulico, como todo material oleoso es susceptible de que se le adhiera suciedad ambiental por lo que se debe prestar especial atención, sobre todo en un ambiente rural, con mucho polvo y residuos, en mantener las puntas de mangueras y los racores lo más limpios posibles. Suele llevar el tractorista un trapo con el que limpia dichos elementos de manera artesanal. Existen protectores que encapuchan las puntas de mangueras y tapitas para los racores para reducir el ingreso de suciedad.

Circuito hidráulico

En la Figura 198 se aprecia un circuito hidráulico. Todo circuito hidráulico siempre contará con un depósito de aceite (que puede o no ser compartido con el aceite de la transmisión), una bomba (que transforma la energía mecánica de movimiento que le entrega el motor del tractor en energía hidráulica, la bomba que se aprecia en la Figura 198 es de engranajes), una válvula de mando que es comandada por el tractorista (que dirige al aceite hidráulico por distintos lugares para mover el actuador en una u otra dirección) y el actuador que transforma la energía hidráulica que recibe de la bomba en un movimiento del cilindro (o del motor hidráulico). Como se ve en la Figura 198, el circuito es cerrado, el aceite impulsado por la bomba luego de hacer un determinado recorrido volverá por otra cañería de retorno al depósito, no habiendo pérdida de aceite en el camino (siempre que no haya fugas).

Figura 198: Circuito hidráulico. Se aprecian el depósito (2), las tuberías, la bomba (1), la válvula de mando (4), el actuador (3) y la válvula de seguridad simbolizada con una bola sostenida por un resorte



Se describirán a continuación los distintos componentes.

Depósito

El depósito es el lugar que contiene el aceite que en determinado momento no está recorriendo el circuito. Se considera conveniente que tenga una capacidad que pueda albergar 3 a 4 veces el caudal que la bomba envía por minuto, como regla general. Debería controlarse periódicamente su nivel para que se encuentre entre 2/3 a 3/4 de su altura. Es el lugar donde el aceite se refrigerá, se enfriará y también donde, por estar en reposo, pueden decantarse las impurezas que viajan con el mismo. La tubería de aspiración debería estar separada del fondo para no aspirar impurezas que puedan estar decantadas allí. La tubería de retorno debería estar siempre por debajo del nivel mínimo de aceite para evitar que el chorro de aceite caiga sobre la superficie del líquido e ingrese aire. La tubería de aspiración y retorno deben estar alejadas para permitirle al aceite que recién llega, enfriarse y decantar impurezas. Es conveniente que el depósito tenga un rompeolas que evite el ingreso de aire y reduzca el movimiento del aceite para favorecer la decantación de impurezas. Debe contar con un tapón de vaciado para el recambio del aceite, un indicador de nivel, un termómetro (que indique la temperatura del aceite) y puede tener filtros en la aspiración (más frecuentemente) o en el retorno.

Dentro de los depósitos se reconocen dos tipos principales:

Depósito de aceite hidráulico independiente

El depósito suele encontrarse debajo del asiento del tractorista. El aceite que contiene es solamente para el circuito hidráulico, no cumple funciones de lubricar la transmisión, por lo tanto, no tiene que bañar mecanismos y en consecuencia se le adicionan tensioactivos que

incrementan la tensión superficial que mantienen la viscosidad y reducen la posibilidad de formación de espuma. Habitualmente es un aceite muy económico porque el aceite tiene que reunir solo propiedades adecuadas para transmitir energía hidráulica, sin necesidades de lubricación. Debido a esto se dice que es un fluido con competencia y reemplazable por cualquier marca del mercado que reúna las características necesarias.

Depósito de aceite hidráulico compartido con la transmisión

El depósito de aceite es la misma “bocha” del diferencial por lo que no se necesita un segundo depósito y el aceite debe cumplir adecuadamente con dos funciones: aceite para la transmisión hidráulica y aceite de lubricación de los elementos del diferencial (piñón, corona, planetarios, satélites). Para lubricar adecuadamente se usan habitualmente tensioactivos que reducen la tensión superficial, que mejoran la capacidad de mojar las partes de la transmisión. Estos tensioactivos muchas veces son detergentes que favorecen la formación de espuma y en consecuencia incrementarían los problemas de cavitación en el circuito hidráulico. Debido a esto, la batería de aditivos que el fabricante le agrega al aceite para que cumpla adecuadamente ambas funciones (lubricar, bañar y no formar espuma) termina siendo una formulación secreta que lleva a algunas empresas a formar un mercado cautivo de aceite. Un ejemplo de esto es el aceite específico de John Deere “Torq Gard” cuya utilización es condición *sine qua non* para sus clientes para mantener la garantía del producto. Se genera entre los usuarios el hábito de reemplazar el aceite del diferencial solo por el Torq Gard aunque el costo del mismo sea elevado.

Bombas

La bomba es el elemento central del circuito. Transforma la energía mecánica en energía hidráulica. Las bombas generan caudal (litros/minuto), no generan presión. La presión se genera por las restricciones que tenga el circuito al paso del aceite. Las presiones que son capaces de soportar las bombas y los circuitos son relativamente homogéneas y oscilan entre 150 bares (circuitos de centro abierto) y 200 bares (circuitos de centro cerrado). Las bombas que se utilizan son siempre de desplazamiento positivo, es decir, la presión de trabajo no repercutirá en el caudal de aceite que estén enviando a diferencia de las bombas centrífugas que al incrementarse la presión reducen sustancialmente el caudal que envían.

La potencia hidráulica que genera la bomba será el producto del caudal que genera por la presión que soporta.

$$Nh = P \times Q$$

Siendo Nh: potencia hidráulica; P: Presión y Q: Caudal

Haciendo analogía con una transmisión mecánica, el caudal está relacionado con la velocidad mientras que la presión estará relacionada con la fuerza. Así, un cilindro que levanta o baja un

equipo lo hará más rápido cuanto mayor sea el caudal del hidráulico del tractor, y podrá levantar cosas más pesadas cuanto mayor sea la presión del hidráulico del tractor.

La potencia mecánica de accionamiento de la bomba se calcula como:

$$Nm = Pm \times n$$

Siendo Nm: potencia mecánica, Pm: par motor y n: régimen

El rendimiento de la bomba se puede expresar como el cociente entre la potencia hidráulica generada y la potencia mecánica adsorbida.

$$\eta_{bomba} = \frac{Nh}{Nm} = \frac{P \times Q}{Pm \times n}$$

El caudal de la bomba se puede expresar como:

$$Q = Vc \times n$$

Donde Q: caudal de la bomba, Vc: cilindrada unitaria de la bomba y n: régimen de funcionamiento.

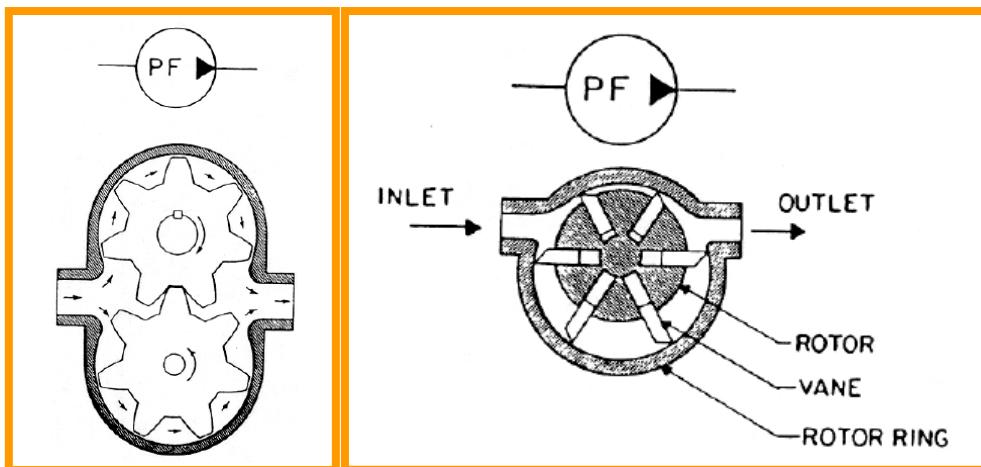
Puede verse que para modificar el caudal se puede recurrir a modificar el régimen (todas las bombas pueden girar más o menos rápido, pueden modificar su régimen) o a modificar la cilindrada unitaria de la bomba (el volumen de aceite que desplazan cuando la bomba gira una vuelta).

Las bombas de los circuitos hidráulicos se clasifican en: a) bombas de cilindrada fija y b) bombas de cilindrada variable.

a) Bombas de cilindrada fija. Por cada vuelta que da la bomba envía un volumen fijo, constante de aceite por lo que la única forma de que entregue más o menos caudal es hacer girar más o menos rápido la bomba (acelerando o desacelerando el motor). Las bombas de cilindrada fija pueden ser de engranajes o de paletas (Figura 199). Son usadas en los circuitos de centro abierto.

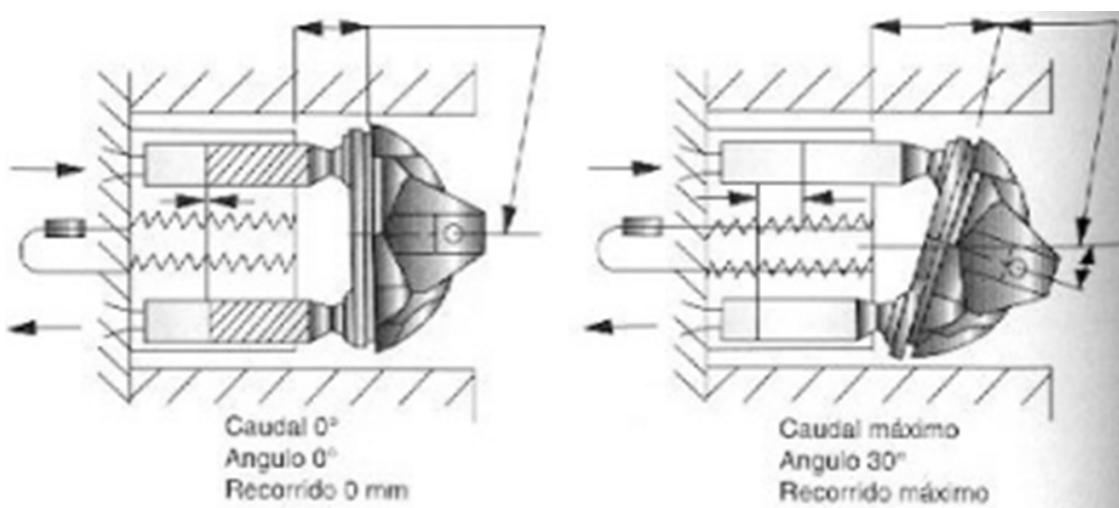
Las bombas de engranajes constan de dos ruedas dentadas (engranajes), una de las cuales recibe movimiento del motor y mueve a la otra rueda. En el espacio entre dos dientes consecutivos y la carcasa de la bomba encierran aceite que se desplaza desde la línea de baja presión a la de alta presión. El aceite no puede retornar por el centro por la unión entre dientes de ambas ruedas. Por cada vuelta que da la bomba enviará un volumen de aceite fijo, dado por el número de dientes y el volumen entre dos dientes. En la parte superior de la imagen se observa la simbología de bomba de cilindrada fija. La bomba de paletas consiste en un rotor con un conjunto de paletas girando dentro de una carcasa. Las paletas pueden meterse o salir del interior del rotor hasta hacer contacto con la carcasa empujadas por un resorte que tienen en su interior. Como el eje es excéntrico (no está centrado con la carcasa) hay una zona en la que hay mayor espacio y se carga el aceite (a la izquierda, coincidente con el ingreso) y una zona donde se reduce el espacio y ya no desplaza aceite (coincidente con la vía de salida, a la derecha). Tanto las bombas de engranajes como las de paletas son económicas.

Figura 199: Bombas de cilindrada fija. Bomba de engranajes (Izquierda) Bomba de paletas (Derecha)



b) Bombas de cilindrada variable: Pueden variar el volumen de aceite que envían por cada vuelta que dan ya que pueden modificar su cilindrada unitaria. Debido a esto pueden modificar su caudal sin recurrir a la aceleración o desaceleración del motor. Son bombas de pistones y se utilizan en los circuitos de centro cerrado. En la Figura 200 se puede ver que mediante la inclinación de una placa se gobierna el recorrido de los pistones. Cuando la placa está completamente vertical, los pistones no tienen recorrido lineal de aspiración ni impulsión de aceite (la bomba estará girando y el caudal impulsado será nulo). Cuando la inclinación de la placa sea máxima, el recorrido de los pistones será máximo y también el caudal impulsado. En situaciones intermedias de inclinación habrá caudales intermedios. De esta manera, con un mismo régimen de rotación, este tipo de bombas pueden generar caudales variables en función de la necesidad de los componentes hidráulicos del sistema. Son bombas mucho más costosas que las de engranajes o paletas.

Figura 200: Bomba de pistones. Cuando la placa está vertical la bomba no desplaza aceite (Izquierda) mientras que cuando la placa tiene la máxima inclinación el aceite desplazado será el máximo (Derecha). En cualquier posición intermedia habrá cilindradas intermedias que se corresponden con caudales intermedios. Estas bombas pueden modificar el caudal que erogan sin modificar el régimen



En el video de YouTube “Bomba de presión compensada o de pistones axiales” (<https://www.youtube.com/watch?v=AMmvYBd6NRI>) puede verse como es el funcionamiento de la misma. Se aprecia en la parte inferior una válvula llamada DPC (*Delivery Pressure Control*) que en función de la presión que presenta el circuito regula la posición de la placa. Cuando la presión es importante implica que no se está demandando aceite y que la placa se debe colocar en forma vertical para dejar de bombear. Cuando la presión cae, porque hay una demanda puntual de aceite, la placa se inclina para abastecer la demanda de aceite. Se aprecia que la posición de la placa puede ir desde completamente vertical (sin bombear aceite) hasta la inclinación máxima (máximo caudal) pasando por numerosas posiciones intermedias, con caudales intermedios, sin modificar el régimen de funcionamiento.

Cilindros

Los cilindros son actuadores que entregan un movimiento lineal de expansión/retracción. De acuerdo a su constitución y uso se clasifican en:

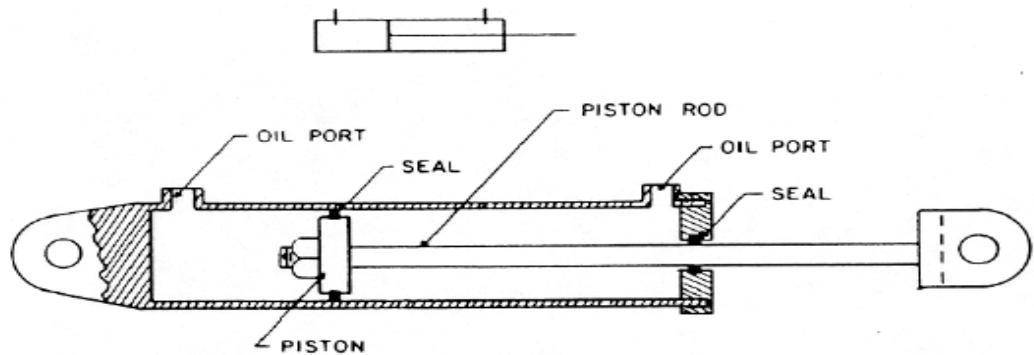
- a) Cilindro de simple efecto: como el utilizado en el elevador hidráulico de tres puntos. El aceite ingresa y sale del cilindro por la misma cara, por la única vía de ingreso. Se utiliza la presión hidráulica para elevar cuerpos y para bajar se recurre a liberar la salida del aceite, bajando la herramienta por su propio peso. El símbolo utilizado para este cilindro se visualiza en la Figura 201

Figura 201: Simbología para un cilindro de simple efecto



- b) Cilindro de doble efecto y vástagos simples (no compensado): como el cilindro de control remoto. El aceite puede ingresar y salir del cilindro por cualquiera de sus dos vías (Figura 202). En uno de los sentidos tendrá más fuerza y en el sentido contrario tendrá más velocidad. Cuando el aceite ingresa por la cara que tiene el vástagos (por la derecha) no tendrá toda el área del pistón para generar fuerza en función de la presión actuante sobre la misma ya que una parte de la cara está ocupada por el vástagos (a veces el vástagos es de la mitad del diámetro del cilindro) pero como el volumen que tendrá dicho sector será también menor (porque está parcialmente ocupado por el vástagos) el mismo caudal de aceite de la bomba lo llenará más rápido y el desplazamiento será de mayor velocidad. Cuando el aceite ingresa por la izquierda tendrá más fuerza (porque la presión actúa sobre toda la cara del pistón) y menos velocidad (porque el volumen a llenar es mayor).

Figura 202: Cilindro de doble efecto y vástago simple usado en circuitos de control remoto. Hacia la derecha tendrá más fuerza, hacia la izquierda más velocidad. En la parte superior se halla el símbolo



c) Cilindro de doble efecto y vástago doble (compensado). Por tener vástago de ambos lados del cilindro la fuerza y velocidad en ambos sentidos es idéntica. Se utilizan estos cilindros en la dirección hidráulica del tractor donde lógicamente el tractorista debe tener la misma respuesta para la acción de doblar en un sentido que en otro (Figura 203). Si en ese lugar se usase un cilindro de vástago simple (no compensado) el tractor giraría su dirección más rápido hacia un lado que hacia el otro.

Figura 203: Cilindro de doble efecto y vástago doble (compensado) para dirección hidráulica



Se puede ver el funcionamiento de los cilindros hidráulicos en los videos de YouTube “¿Cómo funciona un cilindro hidráulico?” (<https://www.youtube.com/watch?v=6rXpmRgsimo>) e “Hidráulica – Cilindros” (<https://www.youtube.com/watch?v=bNj5Vqdgcqm>).

La capacidad de levante de un cilindro, estará dada por la presión que reciba y por el área que tenga el pistón. Cuanta más presión y área tenga, mayor fuerza de levante tendrá. El caudal

de la bomba no modifica la fuerza que puede hacer el cilindro, solo modifica la velocidad con que puede hacer la retracción o expansión del cilindro. Puede verse entonces que aumentando la superficie del pistón del cilindro que se utiliza se puede aumentar la fuerza de levante y esto podría hacerse sin límites aparentemente, es decir, se podría levantar cualquier implemento recurriendo a cilindros de mayor diámetro. No obstante, en la medida que se aumenta el diámetro del cilindro, se está aumentando paralelamente el volumen del mismo, el volumen a llenar, por lo que diámetros muy grandes implicarán también tiempos muy largos para completar el volumen del cilindro y eso puede volver poco prácticas algunas acciones. No se puede tardar un tiempo excesivo en clavar o desclavar un implemento, la acción debe completarse en un tiempo lógico.

En la Figura 204 se aprecia un cilindro de doble efecto de vástago simple utilizado como control remoto para clavar/desclavar un arado de reja y vertedera. Se aprecia que al mover la palanca hacia adelante (válvula de mando), el tractorista envía el aceite a presión que llega de la bomba por la vía inferior hacia la parte derecha del cilindro, donde el aceite generará presión en toda la cara del pistón, y al desplazarlo hacia la izquierda bajará la rueda y de esta manera el equipo se levanta (desclava). El aceite a baja presión retorna hacia el depósito por la vía superior pasando por la válvula de mando (4). Con (2) está señalado el cilindro, con (3) las mangueras y con (6) los racores o puntos de conexión de las mangueras en el tractor. Siempre el ascenso o descenso de las máquinas de arrastre se gobierna con cilindros que bajan una rueda (para desclavar el implemento) o suben dicha rueda (para clavarlo). Como todo cilindro no compensado puede verse que la fuerza para levantar (desclavar) el implemento será mayor que para bajarlo (para bajarlo el propio peso del implemento ayudará, no se necesita tanta fuerza). Pero también, por ser no compensado se aprecia que el tiempo para desclavar el implemento será mayor que el tiempo para clavarlo. Cuando se quiera hacer el movimiento contrario al que se muestra en la Figura 204, el tractorista desplazará la palanca (5) hacia atrás, el aceite que viene de la bomba a presión irá por la manguera superior hacia la cara de la izquierda del cilindro moviendo el pistón hacia la derecha, levantando la rueda y clavando el equipo. El aceite que sale a baja presión por la cara de la derecha se dirige al retorno pasando por la válvula de mando. Puede apreciarse que en esta dirección habrá menos fuerza (porque parte de la cara del pistón está ocupada por el vástago) y más velocidad (por ser menor el volumen ya que está parcialmente ocupado por el vástago). Limitando la carrera de retracción del cilindro es que se determina la profundidad de trabajo en estos sistemas (limitando hasta que lugar sube la rueda). La limitación se hace con tornos o topes que se colocan sobre el mencionado vástago (Figura 205). Muchas veces los cilindros se cambian de una máquina a otra y se debe poner especial atención en colocarlos de la manera correcta, es decir que tengan la cara completa para levantar y la cara ocupada por el vástago para bajar de lo contrario puede suceder que máquinas que se podían levantar previamente luego no se pueden levantar. Cada vez que no se pueda levantar un apero será por cuestiones de fuerza, no de velocidad.

Figura 204: Circuito para cilindro de control remoto para una herramienta de labranza. Circulación de aceite para desclavar la máquina

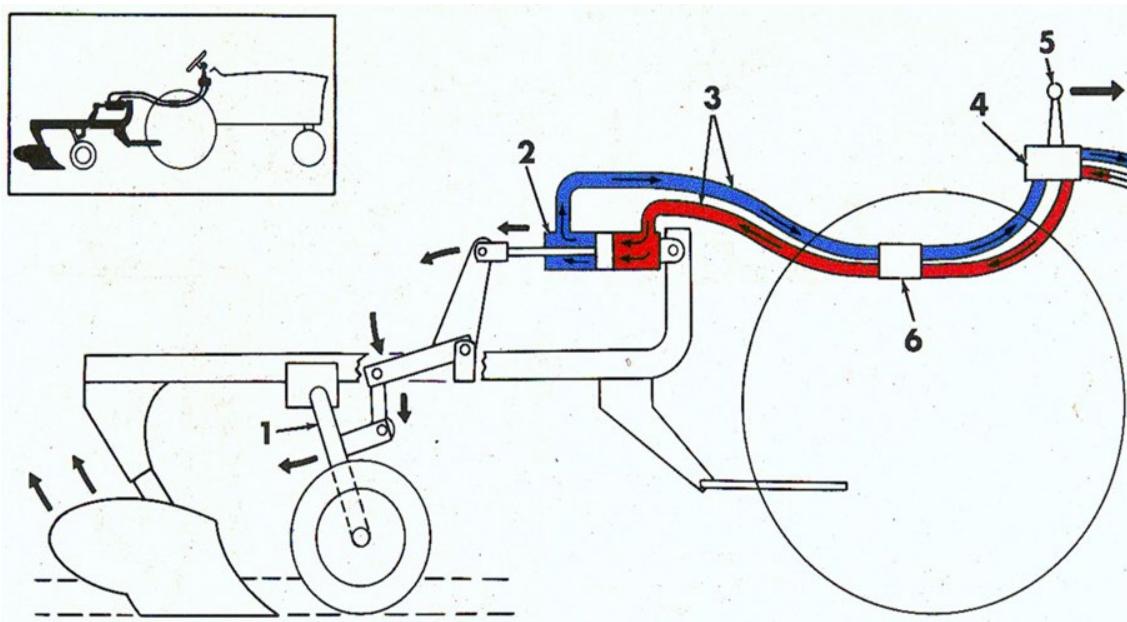


Figura 205: Topes para limitar el recorrido de los cilindros hidráulicos (Izquierda) Torno que limita el recorrido del cilindro hidráulico (Derecha) Ambos elementos son usados para controlar la profundidad en cilindros de control remoto



En la Figura 206 Izquierda se aprecian las salidas para acoplar distintos actuadores al sistema hidráulico del tractor. Se aprecian 8 salidas tapadas para evitar el ingreso de suciedad cuando no se usan. En la imagen de la derecha se ven 4 mangueras conectadas. En la Figura 207 se ven el conjunto de palancas y teclas con las que el tractorista opera para mandar aceite en uno u otro sentido, para generar desplazamientos lineales o mover en uno u otro sentido motores hidráulicos.

Figura 206: Salidas del circuito hidráulico protegidas por capuchones (Izquierda) Mangas conectadas a las salidas (Derecha)



Figura 207: Mandos del sistema hidráulico. Palancas (Izquierda) Teclas (Derecha)

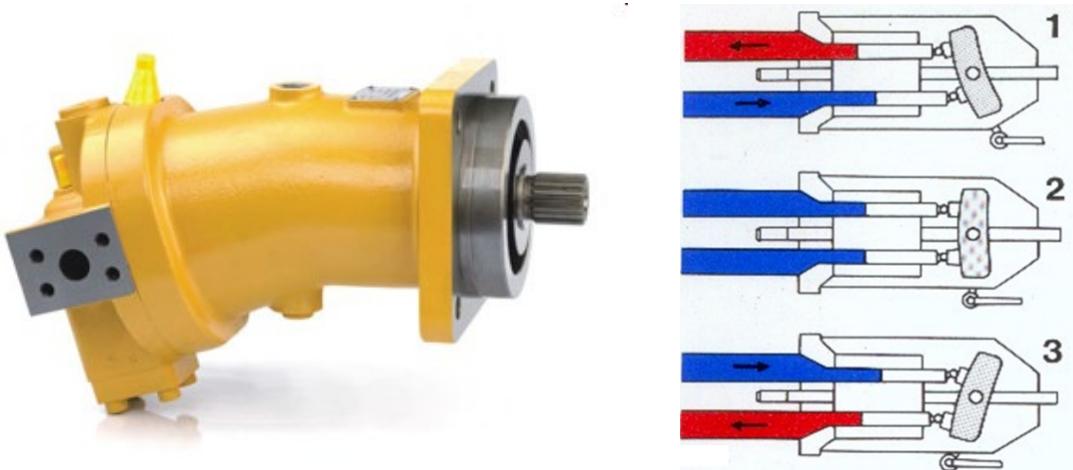


Se recomienda ver el video de YouTube “Hidráulica – Componentes” (<https://www.youtube.com/watch?v=Wn8RraSQguo>) y el video “Hidráulica – Sistema” (<https://www.youtube.com/watch?v=bqZN-t0at6w>).

Motores hidráulicos

Los motores hidráulicos reciben aceite a presión de la bomba y convierten la energía hidráulica en energía cinética de rotación (movimiento rotativo continuo) para mover las ruedas de una máquina (pulverizadora, cosechadora), para mover un rotor que segará pasto, una cadena de una espada de motosierra de un cabezal de un harvester y todo lo que necesite un movimiento rotativo continuo. Si se observa un motor hidráulico exteriormente se verá que es muy parecido a una bomba, ya que, como la bomba, tiene un circuito de entrada y otro de salida de aceite y consiste en mecanismos de pistones axiales en los que modificando la posición de una placa se puede conseguir mayor o menor velocidad (punto muerto sería la placa en posición vertical) e inclusive, invirtiendo la posición de la placa se puede obtener la marcha atrás (Figura 208). Los motores hidráulicos tienen la característica de ser de variación continua de velocidad, es decir, entre punto muerto y la posición de velocidad máxima existen múltiples posiciones de la placa que se corresponden con múltiples velocidades por lo que se puede ir de velocidad nula a máxima sin necesidad de una caja de cambios con numerosas opciones.

Figura 208: Motor hidráulico (Izquierda) y posibles movimientos en función de la posición de la placa oscilante del motor hidráulico. 1) Marcha adelante 2) Punto Muerto 3) Marcha atrás (Derecha)



Se puede ver el funcionamiento de un motor hidráulico en un video de YouTube titulado “Función Motor hidráulico” (<https://www.youtube.com/watch?v=LAyX7w79oV4>).

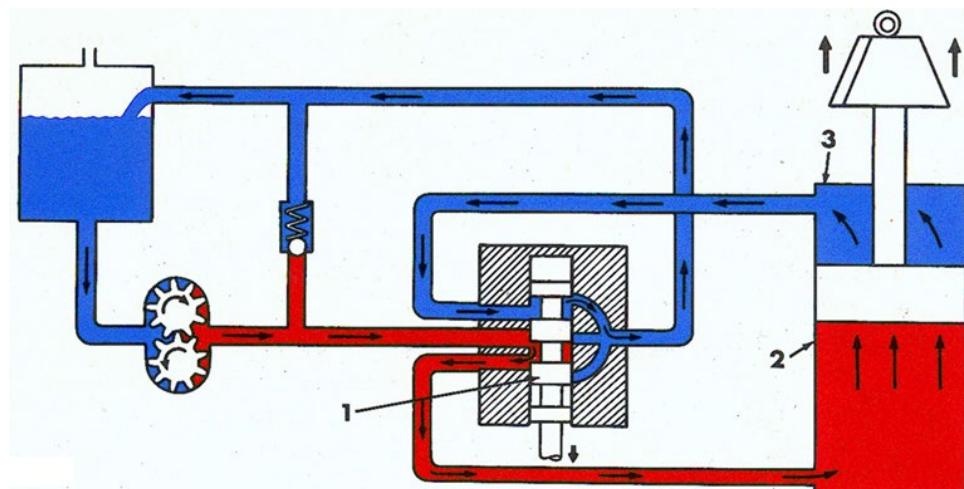
Circuitos de Centro Abierto y Centro Cerrado

En los tractores se pueden encontrar dos tipos de circuitos hidráulicos llamados de centro abierto y centro cerrado. Los de centro abierto son más económicos porque utilizan una bomba de cilindrada fija (engranajes, paletas) que son más económicas y trabajan a menores presiones (150 bares) por lo que todo el circuito no tiene que estar tan reforzado y será también más económico. Los de centro cerrado usan una bomba de cilindrada variable (bomba de pistones) que es notablemente más

costosa y trabajan a mayores presiones (200 bares) por lo que necesitan un circuito más reforzado capaz de resistirlas y asimismo pueden realizar fuerzas mayores. La principal prestación de los sistemas de centro cerrado es que tienen rápida respuesta aun a bajas vueltas del motor.

En la Figura 209 se aprecia un circuito de centro abierto trabajando. Se ha generado presión por el aceite impulsado por la bomba y dirigido a una de las caras del cilindro, generando un movimiento lineal de ascenso de una carga. Se aprecia la bomba de engranajes (bomba de cilindrada fija) y se aprecia que el aceite va a través de la válvula de mando hacia la cara completa del cilindro y por la vía contraria sale aceite a baja presión que pasando por la válvula de mando se dirige al retorno. Cuando el cilindro llegue al final de la carrera la bomba continuará mandando aceite, pero por estar impedido el ascenso del pistón (por haber llegado al final de la carrera) la presión en el circuito se incrementará y vencerá al resorte que sostiene la bola de la válvula de seguridad. En ese momento se escucha un chirrido de la válvula de seguridad que le indica al tractorista que el pistón ha llegado al final de la carrera y ya no debe continuar empujando la palanca. En la Figura 198 se ve el mismo circuito, pero en reposo, sin mover al actuador. Se aprecia que cuando no se está demandando energía hidráulica, la bomba sigue bombeando aceite hacia el retorno pasando por la válvula de mando. Esta es una de las desventajas de este sistema, se bombea aceite, aunque no se necesite, con el consiguiente calentamiento y pérdidas de carga. En reposo, el aceite de ambas caras del actuador está bloqueado por lo que el mismo se mantiene inmóvil. Otra desventaja es la lenta respuesta que tiene desde que se da la orden para que levante o baje la herramienta hasta que empieza a actuar ya que, en reposo, el aceite se halla a baja presión entre la bomba y la válvula. Además, es un sistema que requiere que se acelere el motor para tener más vueltas en la bomba y en consecuencia más rapidez en la acción.

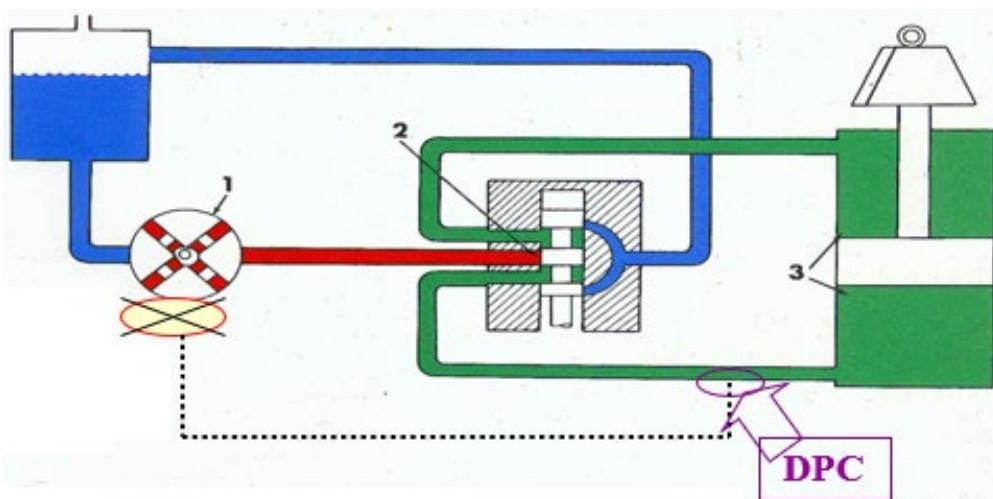
Figura 209: Circuito de Centro Abierto Trabajando. El aceite que impulsa la bomba va hacia una de las caras del actuador (cilindro) generando un movimiento lineal



En la Figura 210 se aprecia un circuito de centro cerrado en reposo. En este circuito hay una presión de trabajo mayor y una bomba de cilindrada variable (pistones) que mientras no se le demande aceite se mantendrá con la placa vertical sin impulsar aceite y sin generar pérdidas de carga

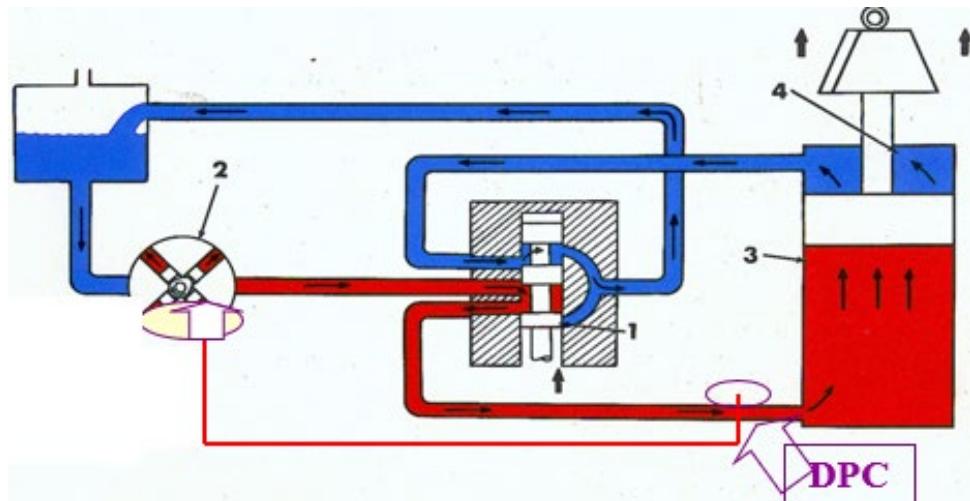
ni calentamiento del aceite. Se observa que entre la bomba y la válvula el aceite se encuentra a alta presión lo que facilitará también la rápida respuesta. Además, se ve en el circuito la DPC (*Delivery Pressure Control*) la válvula encargada de “sentir” la caída de presión en el sistema y modificar la posición de la placa que gobierna el caudal de la bomba para que empiece a impulsar aceite rápidamente. Esto ocurre aun a bajas vueltas del motor, sin necesidad de acelerar.

Figura 210: Sistema de centro cerrado en reposo. La bomba no está impulsando aceite, el tramo bomba-válvula se encuentra a alta presión. En la línea de trabajo se encuentra la Delivery Pressure Control que advierte caídas de presión en el sistema y rápidamente actúa sobre la bomba para que empiece a impulsar aceite



En la Figura 211 se aprecia un sistema de centro cerrado trabajando. La bomba, luego de recibir la señal de la DPC de que ha caído la presión en el circuito, rápidamente inclina la placa y abastece de aceite. La misma DPC funciona como válvula de seguridad, cuando la presión se incrementa (porque el pistón llegó al final del recorrido) manda a la bomba la señal de que deje de bombear aceite posicionando la placa verticalmente.

Figura 211: Sistema de centro cerrado trabajando. La bomba, luego de ser comandada por la DPC comienza a bombear rápidamente aceite para responder a la demanda

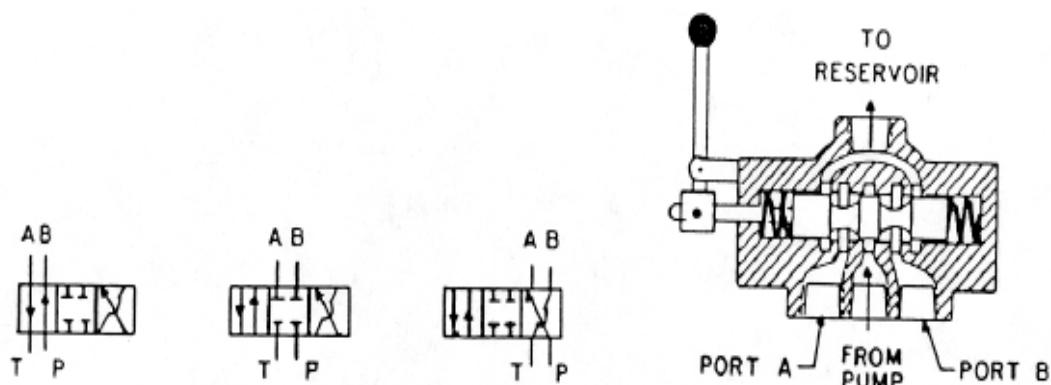


Válvulas

Las válvulas en los circuitos hidráulicos son muy importantes y cumplen funciones muy variadas. Las válvulas de mando mandan el aceite por distintos caminos para lograr distintas acciones como levantar o bajar un implemento. Las válvulas limitadoras de la presión o válvulas de seguridad evitan que las presiones dentro del circuito superen ciertos límites. Las válvulas controladoras del caudal limitan el caudal de aceite que circula por el circuito y, de esa manera, la velocidad de respuesta del actuador. Las válvulas prioritadoras de caudal establecen una serie de prioridades para asegurar el caudal a algunos de los circuitos respecto a otros, por ejemplo, cuando se está doblando y levantando el equipo al mismo tiempo resulta importante asegurar en primer término el caudal para la dirección.

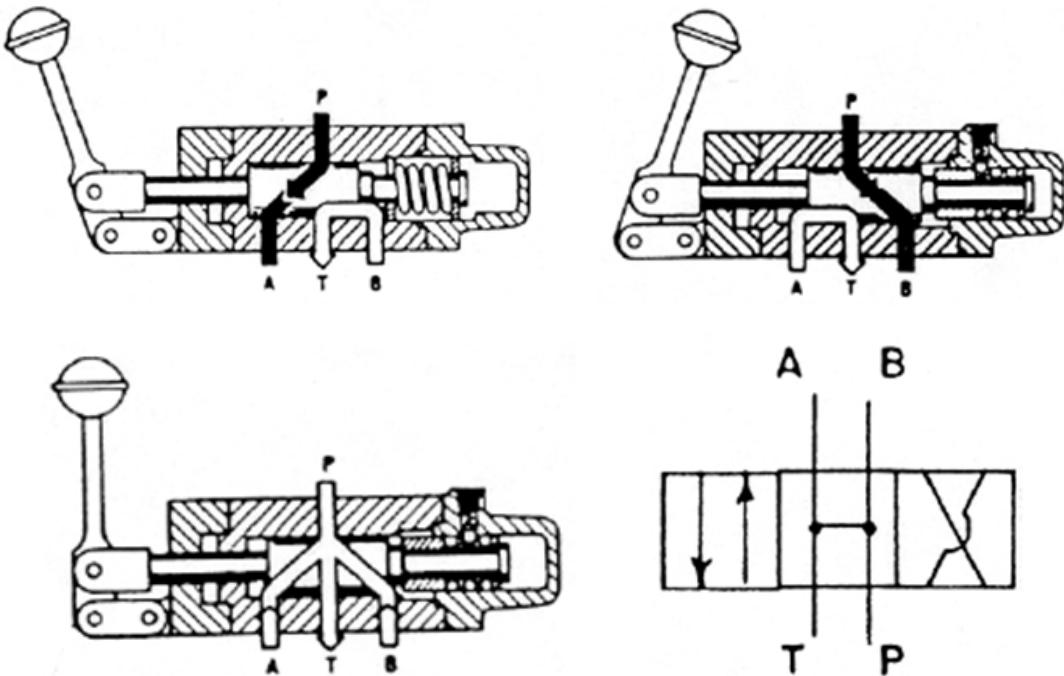
En la Figura 212 se ve una válvula de mando para cilindro de control remoto en un sistema de centro cerrado. Las válvulas para cilindro de control remoto tienen cuatro vías: de la bomba a la válvula, de la válvula al actuador, del actuador a la válvula y de la válvula al depósito. Viéndola externamente se apreciarían 4 conductos por los que llega y sale aceite. Este tipo de válvula tiene tres posiciones: que se corresponden con mandar aceite a una de las caras del cilindro, a la otra o no mandar aceite (neutro). Siempre está sostenida en neutro por un par de resortes y el operario debe vencer la fuerza del muelle para sostenerla en uno u otro sentido para mover el cilindro en la dirección deseada: expansión/retracción para desclavar/clavar el implemento. En la imagen de la izquierda se ven las tres posiciones. A la izquierda el aceite bombeado por la bomba va hacia el puerto B y el aceite vuelve por la vía de retorno desde el puerto A hacia el tanque T. En la posición central no se está enviando aceite, el mismo está bloqueado y no circula (al ser de centro cerrado, cuando no se necesita aceite la bomba deja de impulsar). En la posición de la derecha el aceite que impulsa la bomba va hacia el puerto A y el aceite retorna desde el puerto B hacia el Tanque.

Figura 212: Válvula de mando para cilindro de control remoto. Es una válvula de 4 vías y 3 posiciones. En la imagen de la derecha se observan los dos resortes que la sostienen en neutro siempre que el operario no la esté utilizando



En la Figura 213 se aprecia una válvula de mando para cilindro de control remoto, pero de centro abierto. En estos sistemas, en punto muerto, cuando no se acciona la válvula, la bomba continúa impulsando aceite que pasa por la válvula de mando en dirección al depósito. Se observa que al igual que en el sistema de centro cerrado, cuando se está enviando aceite a una de las caras del cilindro, por la otra vía retorna el aceite hacia el depósito pasando por la válvula. Así, cuando se envía aceite a presión de la bomba a la vía A, desde la vía B pasa el aceite hacia el tanque (T) y cuando se envía aceite a presión por la vía B, desde la vía A llega el aceite a la válvula antes de ir hacia el tanque. En punto muerto el aceite pasa desde la bomba al depósito a baja presión (se continúa bombeando aceite cuando el sistema no lo requiere).

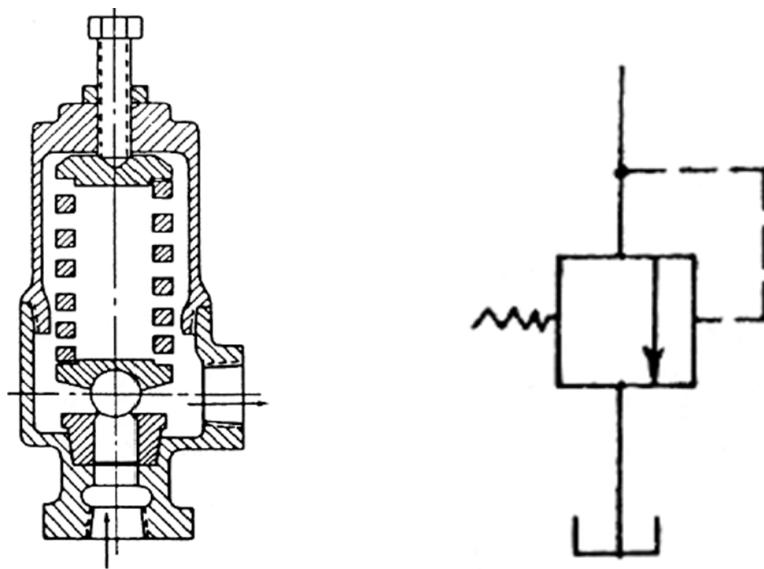
Figura 213: Válvula de mando para cilindro de control remoto en circuito de centro abierto. Arriba Izquierda: se envía aceite a presión a una de las caras del actuador (A) mientras desde la otra cara del actuador (B) retorna al tanque Arriba Derecha: se envía aceite a presión a la otra cara del actuador (B) mientras desde la otra cara del actuador (A) retorna al tanque Abajo Izquierda: en punto muerto la bomba manda aceite a baja presión hacia el retorno. Abajo Derecha: simbología de la válvula. En punto muerto el aceite pasa de la bomba al tanque (desde P a T)



En la Figura 214 se observa una válvula limitadora de la presión (también conocida como válvula de seguridad) y el símbolo empleado en la esquematización de los circuitos hidráulicos para representarla. Las válvulas limitadoras de la presión evitan que la presión exceda ciertos límites que podrían ser dañinos para el circuito y sus componentes. En la Figura 214 se observa cómo está constituida. Es una bola sostenida contra un orificio por la acción de un resorte. Cuando la presión actuante en la bola por su superficie expuesta excede la fuerza que ejerce el

resorte sobre ella, la bola se levanta y permite el pasaje del aceite del circuito hacia el depósito. Puede verse que el resorte está sostenido en su parte superior por un tornillo. Con el transcurso del tiempo el resorte que sostiene la bola va perdiendo su resistencia (por fatiga) y como consecuencia la válvula de seguridad se abre (se vence el resorte) con menores presiones de trabajo. El tractorista experimenta que máquinas que previamente levantaba el hidráulico ya no las levanta. En estos casos, y antes de tocar nada es conveniente convocar a un mecánico especializado para que ajuste el tornillo (y tense nuevamente al resorte) midiendo con un manómetro (en la medida que ajusta el tornillo) la presión que se consigue de manera de no superar la presión máxima original con la que el sistema estaba concebido. Esta válvula de seguridad genera un chirrido cuando se acciona (cuando levanta la presión y se vence al resorte), por ejemplo, cuando el actuador (cilindro) llega al final de su carrera. Este chirrido es el utilizado por los tractoristas cuando accionan la válvula de mando en las cabeceras como señal de que se completó la carrera de ascenso/descenso de la máquina y en consecuencia pueden soltar la palanca que por resorte volverá a la posición de neutro.

Figura 214: Válvula limitadora de presión (Izquierda) y simbología de la misma (Derecha)



Se puede ver el video de YouTube “Hidráulica - Válvulas Reguladoras” (https://www.youtube.com/watch?v=bH1DS_BEIng).

Las válvulas pueden accionarse con palancas o pedales o también con teclas o Joysticks cuando se trata de electroválvulas. Las electroválvulas permiten ahorrar recorridos de aceite por cañerías (con las consiguientes pérdidas de carga) al ser reemplazados por cables que envían la señal eléctrica desde la cabina de mando hasta la válvula para que adopte una u otra posición (Figura 215).

Figura 215: Electroválvulas. A la izquierda de la imagen se observan los conectores eléctricos que tiene adosados la válvula. A la derecha se observan terminales de caños que dirigirán el aceite para uno u otro lugar en función de las órdenes que se emitan desde botones, Joysticks, etc.



Elevador Hidráulico de 3 puntos

El sistema elevador hidráulico de 3 puntos es el empleado en forma mayoritaria para vincular aperos en las explotaciones intensivas como horticultura y floricultura, fruticultura, explotaciones regionales. Asimismo, es muy utilizado en fincas europeas de pequeña extensión. Los equipos montados son habitualmente cortos, de poco ancho y suficientemente livianos como para que el hidráulico del tractor los pueda levantar. Se transportan generalmente colgados del tractor y esto puede generar la necesidad en algunas situaciones de lastrarlo en el eje delantero para equilibrar el momento hacia atrás que estos equipos generan. El hecho de que vayan colgados total o parcialmente del tractor cuando trabajan genera transferencias de peso mucho mayores que las que se consiguen con equipos de arrastre, cuyo peso recae en las ruedas de apoyo que los equipos vinculados a la barra de tiro tienen. De acuerdo a Zoz, mientras los equipos de arrastre pueden transferir un 25% del esfuerzo de tiro, los equipos montados pueden transferir hasta el 65% del mismo. No obstante, existen equipos montados que cuando trabajan utilizan patines o ruedas con las que copian el relieve del terreno y en consecuencia su peso no recae en el eje trasero del tractor, sino que son sostenidos por el suelo cuando trabajan. A estos equipos, que trabajan “flotando” sobre el suelo, Zoz les asigna una transferencia de peso intermedia, en el orden del 45% del esfuerzo de tiro. Algunos ejemplos de estas herramientas montadas pueden ser una sembradora, un

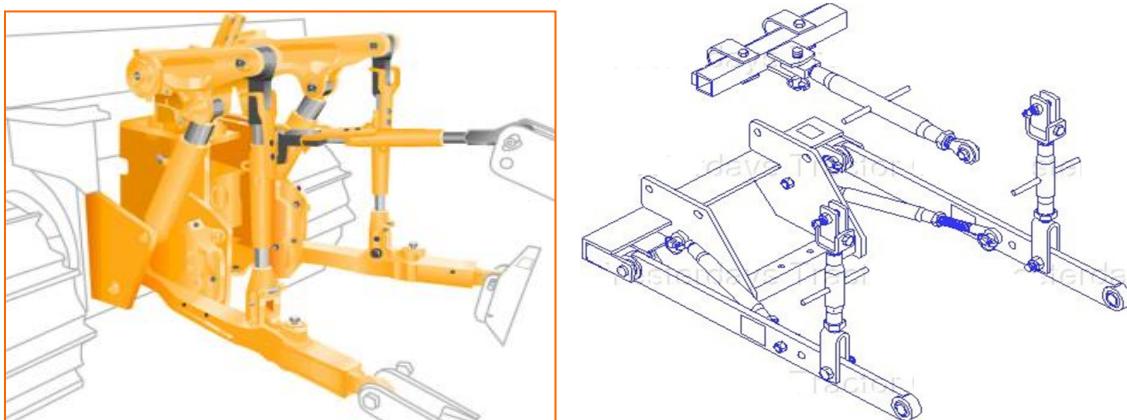
arado rotativo (rotovactor), una desmalezadora, una rastra de discos (Figura 216). A estos conjuntos, cuando trabajan con el tractor se los considera “dinámicamente” semimontados, ya que el peso del equipo es soportado por el tractor en contados momentos (cuando se los transporta, cuando se los desclava en las cabeceras).

Figura 216: Sembradora montada (Izquierda) y Desmalezadora (Derecha). Ambos equipos apoyarán sus ruedas o patines en el suelo cuando estén trabajando por lo que la transferencia de peso que tendrán será inferior, de un 45% del esfuerzo de tiro según Zoz



Cuando se visualizan los tres puntos del tractor a los que se acoplan los implementos montados puede verse que los mismos reciben una nomenclatura (de acuerdo a su posición) y tienen ciertas regulaciones que son comunes a la mayoría de los tractores. Observando el tractor desde atrás se aprecian dos brazos inferiores y uno superior. El brazo inferior izquierdo es el primer punto, el inferior derecho el segundo y el brazo superior es el tercer punto. Tres puntos definen un plano por lo que la unión entre el tractor y un implemento a partir de estos tres puntos genera una vinculación de tipo empotramiento y los equipos que se acoplen estarán colgados del tractor. Los tres puntos reemplazan a las dos o tres ruedas que tienen los equipos de arrastre (equipos traccionados mediante la barra de tiro). A este tipo de vinculación mediante tres puntos se la denomina integral. Los tres puntos tienen regulaciones diferentes que facilitan las operaciones de acople-desacople con el apero. El primer punto suele no tener ninguna regulación, aunque en algunos equipos tiene un tornillo que lo permite elevar-descender. El segundo punto siempre tiene un tornillo que permite la elevación/descenso de dicho brazo. El tercer punto es el que más posibilidades de modificación tiene ya que presenta un tornillo que permite alargarlo o contraerlo y además mediante un perno pivotea sobre el acople al tractor lo que permite elevarlo/bajarlo (Figura 217).

Figura 217: Elevador hidráulico de tres puntos. Los tres puntos forman un plano que solidariza el apero al tractor. Viendo el tractor de atrás los dos brazos inferiores son el punto 1 (Izquierda) y el punto 2 (Derecha). El tercer punto es el brazo superior. De los dos brazos inferiores habitualmente el segundo es el único que tiene un torno que lo permite regular en altura. El tercer punto se puede también alargar o acortar con un torno y se puede elevar-descender por la vinculación vía perno que tiene con el tractor. El punto 1 es el que tiene menos grados de libertad y es el primero que debería acoplarse en una secuencia de enganche



Secuencia de enganche para equipos montados

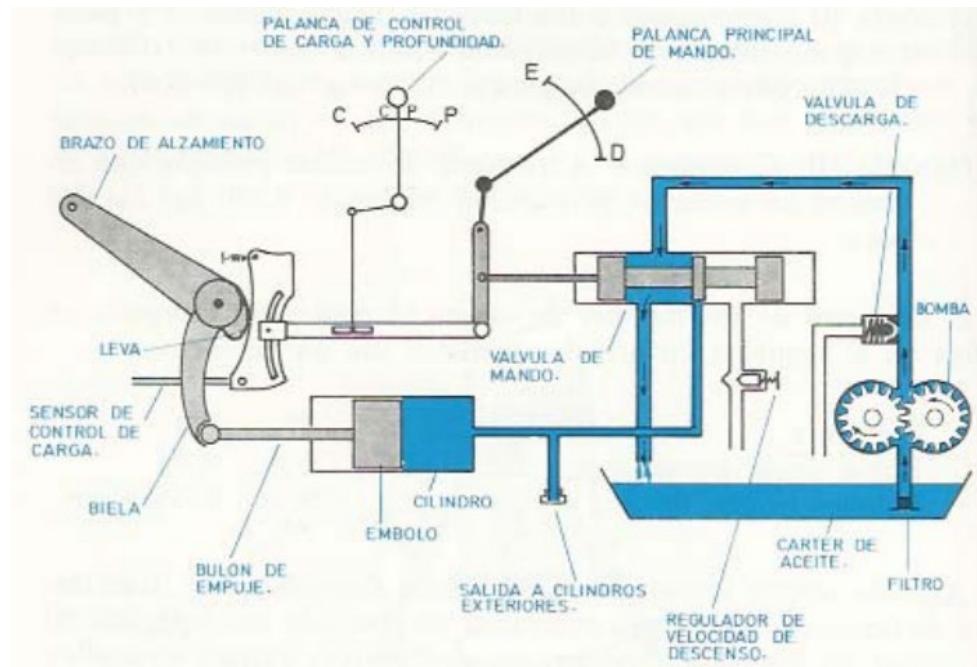
Se recomienda una secuencia de enganche que puede facilitar la operación de acople del apero. Es recomendable previo a desenganchar cualquier apero montado prever el lugar donde se lo dejará de manera de apoyarlo en una superficie nivelada que facilite el posterior enganche. En caso de dejarlo muy desnivelado se tornará dificultoso el enganche posterior. Las operaciones de acople/desacople deben ser realizadas solo por el tractorista, sin ayuda de terceros, ya que de existir otra persona ayudando desde abajo en la operación de enganche, es susceptible de ser apretada entre el tractor y el apero en las tareas de aproximación que efectúe el tractorista. Siendo el punto 1 el de menos grados de libertad (por no contar frecuentemente con un torno) será dicho punto el que el tractorista tratará de acoplar en primer término. Acercará marcha atrás el tractor intentando dejar la hembra del primer punto en coincidencia con el perno de enganche del apero. Tratará de frenar al tractor de manera de que haya coincidencia en sentido anteroposterior y usará la palanca del hidráulico para dejarlo también a una altura que coincide con el perno. En esta situación, frenará al tractor con el freno de mano y bajará para realizar el acople. En segundo término, enganchará el tercer punto el cual será de fácil acople ya que el tercer punto permite elevarlo/bajarlo haciéndolo oscilar sobre el perno de enganche al tractor y además se puede alargar o acortar con el torno que presenta en el brazo. Una vez fijado el tercer punto quedará vincular el segundo punto para lo cual se presentan dos alternativas: a) que el macho del apero quede más arriba o abajo que la hembra del segundo punto. Esta situación se puede resolver a partir del torno que presenta el segundo punto que permite elevarlo o bajarlo. b) que el macho del apero quede más adelante o atrás que la hembra del segundo punto. En esta situación, estando enganchado el tercer punto, el operario alargará o acortará el brazo del

tercer punto con el torno que presenta y de esta manera acercará o alejará el apero al tractor o el tractor al apero, lo que resulte más liviano. Se aconseja ver el video “Levante tres puntos aplicado a Valmet 1180” (https://www.youtube.com/watch?v=hek2_ru7yw). En el video se aprecian los dos brazos inferiores (ambos tienen tornos=regulación en altura) que se elevan y bajan a partir de cilindros hidráulicos de simple efecto que tienen en ambos brazos. También se observa el tercer punto que está colgando en la parte central y presenta un torno para alargarlo/contraerlo.

Circuito hidráulico para enganche de tres puntos

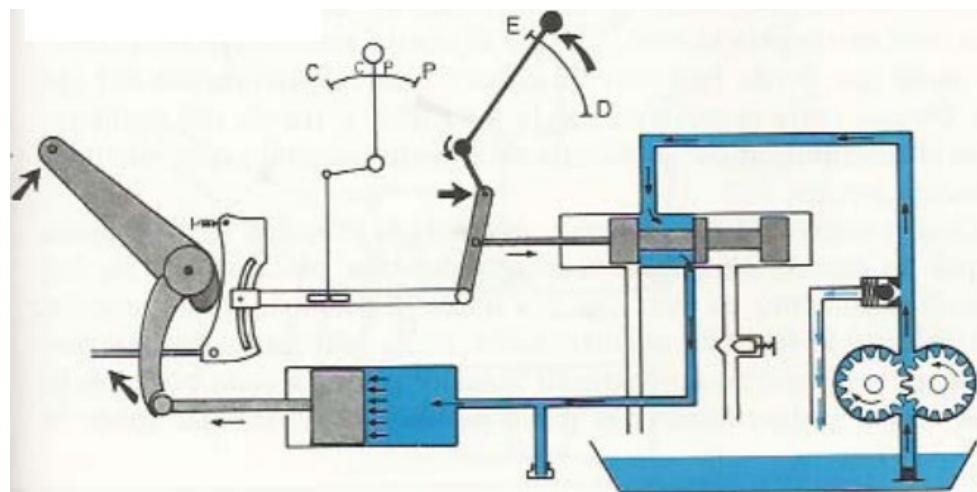
En la Figura 218 se aprecia el circuito hidráulico del elevador tripuntal de un tractor. Se trata en este caso de un circuito de centro abierto (bomba de engranajes que bombea aceite hacia el depósito en la situación de reposo) aunque podría ser de centro cerrado. Se advierte que en la situación de reposo el aceite entre la válvula y el cilindro está bloqueado y en consecuencia el apero se mantendrá en su posición de elevación dada por la ubicación de elevación-descenso seleccionada con la palanca respectiva. La válvula de mando del cilindro del elevador hidráulico de tres puntos tiene tres vías: de la bomba a la válvula, de la válvula al cilindro y de la válvula al depósito. El aceite irá y volverá de la válvula al cilindro por una única vía (en el cilindro de control remoto el aceite va por una vía y vuelve por otra, es una válvula de 4 vías). El cilindro es de simple efecto, es decir, el aceite entra y sale por una única vía, la que presenta el émbolo sin el vástagos. Para elevar se usa la cara completa del émbolo (para tener más fuerza) y cuando descienda se liberará la salida del aceite y el implemento bajará por su propio peso.

Figura 218: Circuito hidráulico para elevador de tres puntos (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



Cuando el tractorista mueve la palanca de elevación-descenso a la posición de elevación (Figura 219), desplaza la válvula de mando dirigiendo al aceite que proviene de la bomba a presión hacia la cara llena del pistón. Simultáneamente, la válvula de mando limita el circuito del aceite hacia el depósito.

Figura 219: Situación de elevación para circuito de tres puntos (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



Cuando el tractorista mueve la palanca de elevación-descenso a la posición de descenso (Figura 220), desplaza la válvula de mando permitiendo al aceite confinado entre el cilindro y la válvula de mando se libere hacia el depósito. Puede verse que en este recorrido se encuentra una válvula limitadora del caudal, es decir una válvula que es capaz de estrangular dicho circuito y de esta manera reducir la velocidad para operaciones de descenso sobre pisos duros cuando se están desenganchando equipos y de esta manera no romper por impacto puntas de rejas, discos, etc. En situación de trabajo esta válvula debería estar abierta para tener alta velocidad de descenso al clavar el equipo. Puede verse que simultáneamente, el aceite impulsado por la bomba se mueve hacia el depósito. En cualquier posición de la palanca de elevación descenso el aceite entre el cilindro y la válvula de mando quedará bloqueado y los brazos del hidráulico inmóviles (la válvula siempre vuelve a neutro y bloquea el aceite) salvo que la palanca esté en la posición más baja de descenso. En esa situación el aceite no queda bloqueado y los brazos del hidráulico quedan libres para subir o bajar. Esa posición de máximo descenso se corresponde con la forma de trabajo “flotante” donde la máquina que se arrastra tiene sus propios órganos copiadores (ruedas-patines) y necesita ir siempre apoyada en el suelo para copiar las irregularidades.

Se ve que la válvula de mando tiene múltiples posiciones (a diferencia de la válvula del control remoto que tiene tres posiciones: subir, bajar y neutro). Cada posición se corresponde con una posición de la palanca en la corredera y una posición de altura de los brazos del hidráulico. En

los equipos montados se controla la profundidad de trabajo (lugar hasta el que baja el apero) desde la cabina, con un indicador sobre la corredera de elevación-descenso. El tractorista siempre baja la palanca hasta esa posición y mantiene (mientras el relieve del terreno sea uniforme) la profundidad de trabajo (Figura 221).

Figura 220: Situación de descenso para circuito de tres puntos (Adaptado de Aranal Atares y Laguna Blanca, 2000)

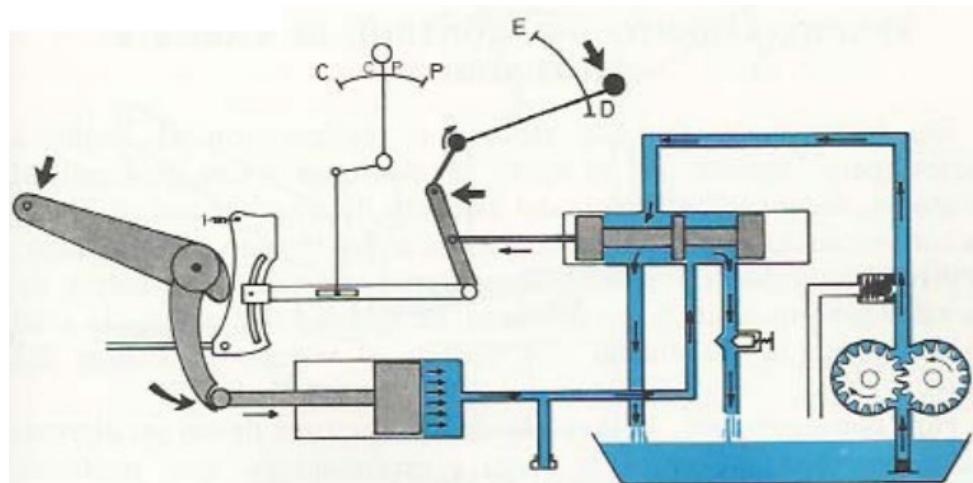


Figura 221: Palanca de elevación descenso del elevador de tres puntos. Se aprecia el indicador que guía al tractorista para clavar el implemento siempre a la misma profundidad



Control de carga

Los elevadores tripuntales de los tractores tienen la capacidad de controlar la carga que implican las labores pesadas y mantenerlas en valores relativamente estables. Esto permite proteger al motor de los cambios repentinos frecuentes que se encuentran en las labranzas primarias. Cuando el esfuerzo se incrementa, a través del elevador hidráulico se desclava un poco el implemento (se reduce la profundidad de trabajo) con el fin de reducir el incremento de esfuerzo experimentado. Existe una segunda palanca en la cabina del tractorista, vecina a la palanca de elevación-descenso. Esta palanca permite seleccionar entre “Control de Posición” y “Control de Carga” o incluso seleccionar una posición intermedia entre ambas, llamada “Control Mixto”. Operando sobre esta palanca se consigue que el esfuerzo de tracción que se perciba en la labor lleve a desclavar el equipo (cuando se selecciona control de carga) o no genere ninguna modificación en la profundidad (cuando se selecciona control de posición/profundidad). Puede verse en la Figura 222 Derecha, que cuando se elige control de carga el incremento de esfuerzo se traduce en un desplazamiento de la válvula de mando hacia la derecha, lo que implicará que se mandará a subir el elevador hidráulico y reducir la profundidad. Cuando se selecciona “control de posición” el incremento de la carga que se perciba no se traducirá en un desplazamiento de la válvula de mando ni en una reducción de la profundidad, el sistema será insensible a los incrementos de carga. Puede seleccionarse una posición intermedia, llamada “control mixto” donde el sistema pueda percibir los incrementos en la demanda de esfuerzo y conducir a reducciones de profundidad pero que serán de menor magnitud respecto a las que se efectúan en “control de carga” (Figura 223).

Figura 222: Cuando en la palanca del hidráulico se selecciona “Control de Posición” el sistema es insensible a la carga que está realizando y se mantiene trabajando siempre en la misma posición/profundidad (Izquierda) Cuando en la palanca se selecciona “Control de Carga” cada vez que la misma se incremente se enviará la señal a la válvula de mando para que disminuya la profundidad y de esa forma se mantenga el esfuerzo de tiro uniforme (Derecha) (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)

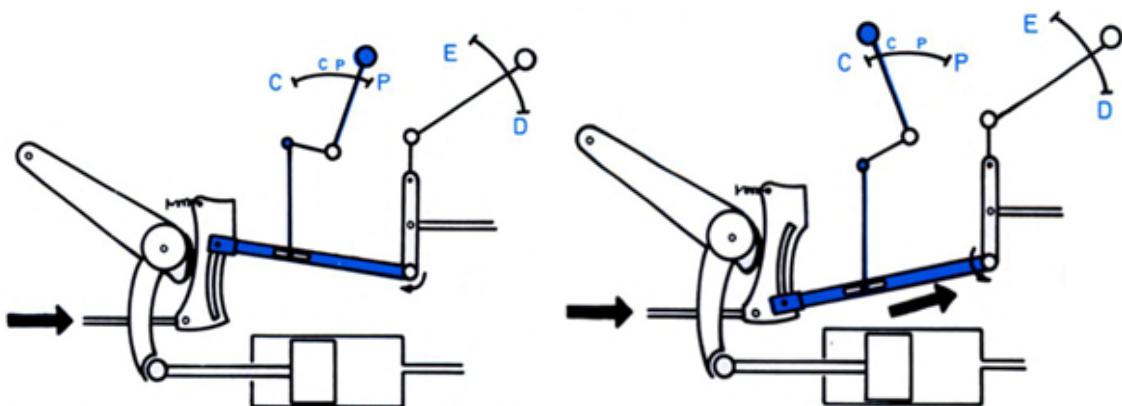
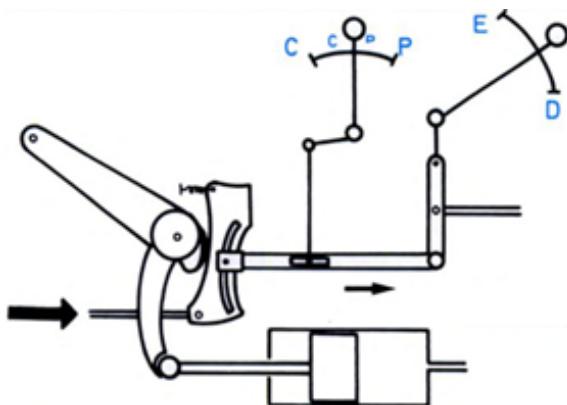


Figura 223: Cuando la palanca del hidráulico se ubica en la región intermedia se denomina “Control Mixto”. En esta modalidad, cuando se incremente la carga se desplazará la válvula de mando para que levante el equipo y reduzca la profundidad, pero con menos intensidad que cuando se selecciona control de carga (Adaptado de Arnal Atares y Laguna Blanca, 2000)



La forma de trabajo “Control de Carga” es recomendable para todas aquellas labores que sean de elevados y variables esfuerzos de tiro como son las labranzas primarias: implementos como arado de reja y vertedera, arado de cinceles, subsoladores, descompactadores, etc. En esta forma de trabajo es donde el sistema hidráulico más trabaja ya que permanentemente estará modificando la profundidad de trabajo (desclavando y clavando el implemento) para mantener el esfuerzo constante. La contrapartida que tiene trabajar en “control de carga” es que permanentemente se estará modificando la profundidad de labor lo que puede ser negativo por generar un fondo desparejo, por no llegar a la profundidad deseada para una tarea de descompactación, etc.

La sensibilidad en la forma de trabajo “control de carga” puede ser registrada a través de un esfuerzo de compresión sobre el tercer punto (en los tractores más chicos) o a través del esfuerzo de tracción registrado en los brazos inferiores (en los tractores más grandes). En el caso de que se registre el esfuerzo en el tercer punto (por el cabeceo del equipo cuando el esfuerzo se incrementa), el brazo del tercer punto se vincula a una pieza denominada yugo, que en uno de sus extremos estará aburonada al tractor y por el otro estará sostenida por un resorte vinculándolo con la válvula de mando. Hay distintos lugares para fijar el tercer punto al yugo y en función de la lejanía del punto de vinculación, con el punto fijo del yugo es que se consigue tener más o menos sensibilidad (Figura 224 y Figura 225), cuanto más lejano al punto fijo se vincule el tercer punto más sensibilidad tendrá el sistema hidráulico a las variaciones de carga. Asimismo, se puede modificar la vinculación del otro extremo del tercer punto, el que se vincula a la estructura del implemento y de esta manera también conseguir que el efecto del cabeceo del equipo sobre el yugo tenga mayor o menor relevancia. En la Figura 224 Derecha se aprecian dos posibles posiciones en la estructura del implemento para colocar el tercer punto, siendo la más alta (X) la que brinda mayor sensibilidad.

Figura 224: Acople del tercer punto (C) al yugo (D) del sistema tripuntal. En la medida que el tercer punto se acopla más lejos del punto fijo mayor sensibilidad tiene el sistema. Tanto en la fotografía como en la imagen el punto fijo del yugo está en la parte inferior teniendo I la máxima sensibilidad y III la menor sensibilidad. Algo semejante se consigue por el punto de vinculación del tercer punto sobre la estructura del implemento. Si se acopla en X se consigue más sensibilidad que si se lo hace en Y

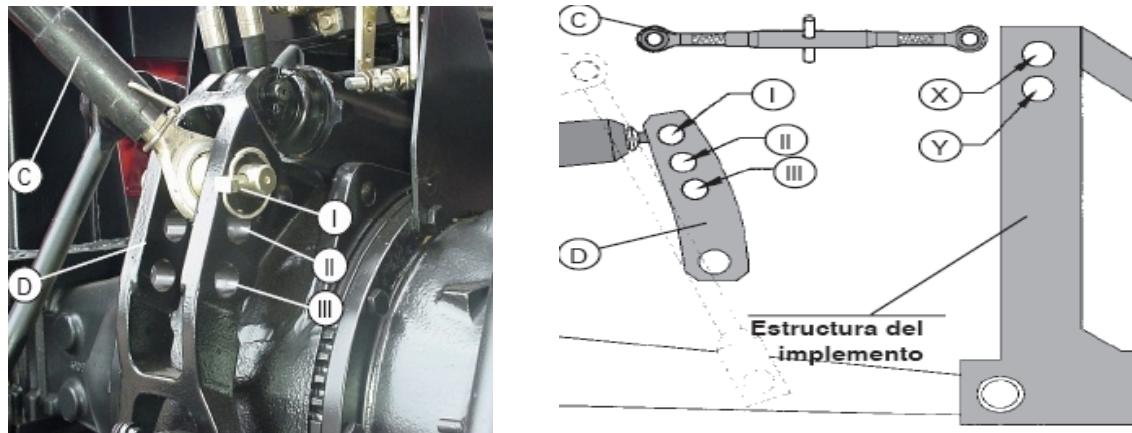
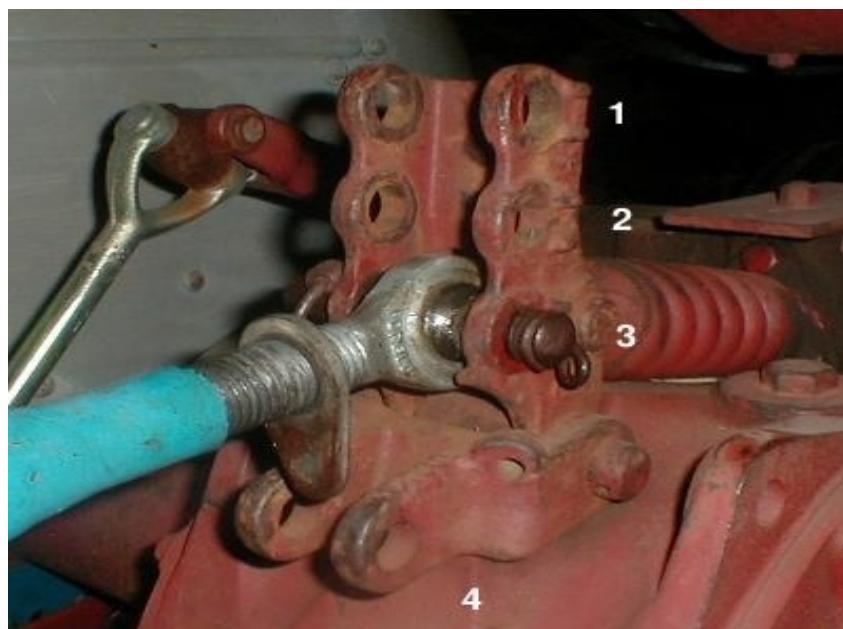


Figura 225: Tercer punto vinculado a yugo del tractor. Se aprecian 4 posibles lugares para vincular el tercer punto. En 1 se tiene la máxima sensibilidad, en 4 no hay sensibilidad porque no habrá distancia con el punto de fijación del yugo a la estructura del tractor que se observa más atrás. Los puntos 3 y 2 tendrán sensibilidades crecientes respecto a 4. En la parte posterior al yugo se ve el resorte que vuelve el yugo a su posición cuando el esfuerzo se reduce



Formas de trabajo

Las formas de trabajo son las distintas maneras de vincular los equipos montados a los tres puntos del tractor. Cada una de ellas se ajusta en mayor medida para distinto tipo de máquinas en función de si tienen que copiar las irregularidades del terreno, si se prioriza controlar el esfuerzo o si se prefiere mantener una determinada posición. Las tres formas de trabajo son:

1) Flotante. Es utilizada para equipos montados que tienen ruedas o patines, es decir que tienen sus propios órganos copiadores del relieve como por ejemplo cortadoras de pasto, sembradoras, arado rotativo (rotovactor), rastra de discos (no tiene ruedas ni patines, pero los casquetes o discos funcionan como ruedas) (Figura 226). Esta forma de trabajo se consigue bajando la palanca de elevación-descenso a la posición más baja, descenso completo. De esta manera el aceite no queda bloqueado entre el cilindro y la válvula y los brazos del hidráulico podrán subir y bajar libremente permitiendo al apero copiar el relieve con sus ruedas o patines. El hidráulico solo se usará para cuando se transporta la herramienta colgada de los tres puntos, mientras se trabaja no se demanda potencia hidráulica. Debido a que el peso del equipo, cuando está trabajando recae sobre el suelo y no está colgado del tractor a esta forma de trabajo se la considera dinámicamente como semimontado y de acuerdo a Frank Zoz se debería agregarle al peso estático un 45% del esfuerzo de tiro al determinar el peso adherente trasero. Se recomienda ver el video “Sembradora mecánica con sistema de discos” (<https://www.youtube.com/watch?v=6iy0ovrh6F0>). En el mismo se aprecia una sembradora montada que en un primer momento se está transportando colgada del tractor (en la posición elevación máxima dada por la palanca del hidráulico). Ya en el lote la palanca se ha bajado a la posición de máximo descenso y el equipo flotará sobre el suelo copiando con sus órganos propios las irregularidades. Además, se aprecia en el video la rueda de mando de la sembradora, es decir una rueda que va apoyada en el suelo y que es la responsable de hacer girar los dosificadores de semilla y fertilizante. En la medida que dicha rueda gira, se aplica semilla y fertilizante, si no gira deja de sembrar y fertilizar por lo que la sembradora, cuando trabaja no puede ir colgada del tractor (en control de posición) porque no apoyaría la rueda de mando y no dosificaría semilla ni fertilizante. Todas las sembradoras montadas se trabajan en posición flotante.

Figura 226: Implementos montados que se trabajan en flotante porque tienen sus propias ruedas o patines para copiar el relieve. Rastra de discos (Izquierda) Arado rotativo, fresadora o Rotovactor (Derecha)



2) **Control de carga:** también llamada esfuerzo controlado. Es utilizada para implementos de alto esfuerzo de tiro, labranzas primarias, como arados de reja y vertedera, cinceles, subsoladores, descompactadores, es decir, implementos de muy alta demanda de esfuerzo de tiro y muy variable (Figura 227). Es la forma en la que el sistema hidráulico más trabaja ya que permanentemente desclavará el equipo cuando el esfuerzo se incremente y volverá a la profundidad preestablecida cuando el esfuerzo se reduzca. Existen distintas opciones de sensibilidad en función de la posición de vinculación del tercer punto al yugo y ubicación de la palanca de control de carga-posición. Comercialmente se la puede designar como “sistema para controlar el patinamiento” ya que cuando se incrementa el esfuerzo se desclava y de esa manera se mantiene el tiro y en consecuencia el patinamiento en valores uniformes. Se aconseja ver el video de YouTube “Descompactador en condiciones adversas de baja humedad” (<https://www.youtube.com/watch?v=JTeBpz4rxQs>) se puede ver un tractor tirando de un descompactador. Se escucha la exigencia en el motor (que va cayendo en vueltas) y la necesidad de ir disminuyendo la profundidad de trabajo para reducir el esfuerzo.

Figura 227: Equipos montados que se trabajan en control de carga. Descompactador con rolo (Izquierda) Arado de reja y vertedera reversible (Derecha)



3) **Control de posición:** Es utilizada para implementos en los que se quiere mantener una posición fija entre el apero y el tractor. Se consigue seleccionando la profundidad o posición con la palanca de elevación descenso y eliminando la sensibilidad (vía yugo y/o palanca de control de carga-posición). Numerosas máquinas se utilizan en control de posición como pulverizadoras montadas en las que la altura del barral de pulverización necesita mantenerse para conseguir una determinada superposición entre pastillas. También para una fertilizadora montada se utilizaría esta forma de trabajo, ya que dependiendo de la altura del disco de fertilización será el alcance de proyección de fertilizante que se conseguirá. Una pala niveladora también se utilizará en control de posición para mantener una determinada profundidad de corte del suelo (Figura 228). Esta forma de trabajo es mal llamada “control de profundidad”. Debe tenerse presente que se mantiene la posición del implemento respecto al tractor, pero si el tractor se cayera de trompa el equipo se levantaría perdiendo profundidad y si se levantara de trompa el equipo profundizaría, por lo que el control de profundidad se daría solo en caso de un terreno nivelado. Lo que si se mantiene en esta forma de trabajo es la posición del apero respecto al tractor gracias a que el aceite se encuentra bloqueado entre el cilindro y la válvula. Si el tractor tuviese buena reserva de par y se quisiese asegurar un fondo de labor uniforme en un trabajo

de arada podría recurrirse también a esta forma de trabajo, aunque lo más lógico en labores primarias es recurrir al control de carga. Debido a la vinculación tipo empotramiento que tiene el apero con el tractor (equipo integral, tractor y apero son una sola cosa) la transferencia de peso en esta forma de trabajo es máxima y se debería agregarle al peso estático un 65% del esfuerzo de tiro para el cálculo del peso adherente de acuerdo a Zoz. Se aconseja ver el video de YouTube “600 Litre Tractor Mounted Sprayer” (<https://www.youtube.com/watch?v=cNILkRu8cvc&t=9s>) de un tractor con una pulverizadora montada. Inicialmente el tractorista abre el botalón (barral con picos) que se encontraba lleno. Luego se ve circulando con la máquina completamente colgada (sin apoyar nada en el suelo) manteniendo una determinada altura del botalón sobre la superficie para lograr una adecuada superposición entre las pastillas vecinas.

Figura 228: Aperos que se trabajan en Control de Posición. Pulverizadora montada (Izquierda) Hoja niveladora montada (Derecha)



Modificando el nivel de sensibilidad del sistema hidráulico se pasa de control de carga (máxima sensibilidad) a control de posición (sin sensibilidad), pasando por distintos niveles de sensibilidad a los que se denomina comercialmente “control mixto”. Al trabajar en control de posición (sin sensibilidad) la profundidad de trabajo se mantendrá relativamente estable y en la medida que el apero encuentre diferencias de resistencia en el suelo, las mismas se traducirán en diferencias de esfuerzo de tracción (T) que deberán ser adsorbidas por el motor del tractor con el regulador que tengan a favor (en función del porcentaje de carga) y con la reserva de par (Figura 229).

Figura 229: Modificando la sensibilidad se pasa de control de carga a control de posición (sin sensibilidad) (Izquierda). Cuando se trabaja en control de posición, al mantener la profundidad, el esfuerzo de tiro se irá modificando en la medida que el apero va encontrando sustratos de distinta resistencia (Derecha)



CAPÍTULO 5

Locomoción extravial. Tránsito fuera de ruta

Telmo Palancar

Los tractores y máquinas agrícolas deben encontrar reacción en el suelo agrícola para sopor tar su peso y para poder realizar la fuerza que necesitan hacer las ruedas motrices para avanzar.

A diferencia de los vehículos que circulan en rutas, con sustratos indeformables, los vehículos usados en el agro tienen que poder avanzar en un sustrato deformable, cambiante a lo largo del tiempo y el espacio. El mejor suelo para traficar (sustrato rígido, indeformable) es el peor suelo para producir, nada puede crecer allí. Por lo tanto, los tractores y máquinas agrícolas deben poder desempeñarse aceptablemente bien en suelos que sean deformables, ya que esta carac terística es la que le permite albergar vida y las mejores condiciones para producir.

Laura Draghi resume las características del tráfico agrícola en:

1.- Traslado sobre un sustrato trifásico, deformable, heterogéneo, con propiedades variables en el tiempo y en el espacio. El suelo tiene tres fases (sólidos, líquidos y gases). Dentro de la parte sólida se encuentra la materia orgánica que lo vuelve un sustrato “vivo” y que complejiza predecir su prestación tractiva. Además, las características de los suelos son variables en el espacio (la loma puede estar seca y el bajo húmedo con la consecuente variabilidad en la respuesta mecánica) y en el tiempo (antes y después de una lluvia el suelo modificará sus propiedades en gran medida, volviéndose más blando y deformable luego de la precipitación, menos apto para el tránsito).

2.- Aplicación de cargas en movimiento, con velocidades de desplazamiento lentas. Los tractores mediante sus rodados, aplican cargas mientras se mueven en el suelo, y en una corta instancia de pasada de la rueda el sustrato debe poder reaccionar. A diferencia de los vehículos de calle, en el tráfico agrícola las velocidades rara vez superan los 10km/h.

3.- Oportunidad de labor acotada para adecuarse al ciclo biológico de los cultivos. Las épocas apropiadas para cada labor están restringidas por los ciclos más oportunos para cada cultivo y también por condiciones climáticas. Para que las labranzas cumplan con su objetivo el suelo debe tener una condición de humedad que no sea ni muy elevada ni muy baja. Esto lleva a tener un tiempo acotado para realizar cada labor. En busca de cumplir con esos tiempos, en la agricultura y ganadería extensiva ha existido la tendencia de equipos cada vez más grandes, de mayor ancho de trabajo, con mayor capacidad operativa. Como las velocidades adecuadas para

las labores son bajas se tiende a incrementar el parámetro ancho de labor con el consecuente incremento en el esfuerzo de tiro demandado y necesidades de tractores cada vez más pesados que puedan responder a dicha demanda.

4.- Aplicación de altas cargas normales, con el consiguiente peligro de sobrepasar la capacidad portante del suelo. Relacionado con el parámetro anterior, la tendencia hacia equipos cada vez más anchos y pesados lleva a acrecentar los problemas de compactación, tanto superficial como subsuperficial. La compactación superficial (huelleado de las máquinas y tractores) está relacionada a la superficie de contacto rueda-suelo, cuanto mayor superficie y menor presión de contacto, menor profundidad de huella. La compactación subsuperficial está relacionada con el peso por eje. En la medida que se va hacia tractores cada vez más pesados se incrementan los riesgos de superar la capacidad portante del suelo y producir capas compactadas en profundidad que son muy costosas de revertir mediante labranzas (Figura 230, Izquierda).

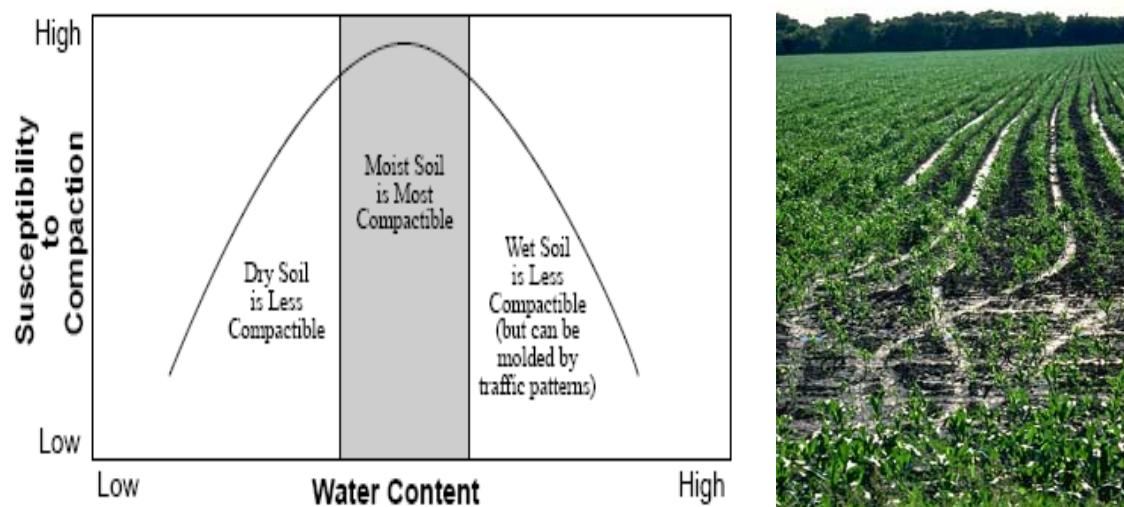
5.- Aplicación de elevados esfuerzos tangenciales, los cuales deben ser inferiores a las tensiones máximas que soporte el suelo para evitar deformaciones que conduzcan a patinamientos excesivos de los vehículos. El aumento del ancho de los equipos de labranza/siembra ha conducido a la necesidad de realizar elevados esfuerzos de tiro y en consecuencia de tractores pesados y de mucha superficie de contacto para conseguir reacción en un suelo deformable.

6.- Respeto por las condiciones óptimas necesarias para el desarrollo radicular y evitar consecuencias desfavorables para el crecimiento posterior de los cultivos. Cada vez que se transitan los suelos, se reduce el porcentaje de poros de los mismos, sobre todo los de gran tamaño, menos resistentes a las tensiones externas. Se reduce paralelamente la capacidad de circulación de agua y aire y por lo tanto la capacidad productiva. Son tan antagónicas las condiciones del suelo para el tránsito y para la producción que se ha llegado a proponer los llamados “sistemas de tráfico controlado” (*Controlled Traffic Systems*) donde se propone solo transitar por huellas prefijadas en los lotes de manera de sembrar donde no se pisa y pisar donde no se siembra. Estos sistemas han sido utilizados en Australia (Figura 230, Derecha). La compactación producida variará también con el estado del suelo (cuanto más flojo esté más susceptible a compactarse) y sobre todo con su humedad. Hay una humedad que es la de máxima compactabilidad, llamada Humedad Proctor que será un rango intermedio entre el valor mínimo correspondiente a marchitez permanente y el valor máximo de saturación del suelo (Figura 231). A muy baja humedad, el suelo tiene resistencia a la deformación y eso previene su compactabilidad. En la medida que se va humedeciendo pierde esa resistencia y se va volviendo más compactable. Cuando los poros se empiezan a saturar con agua, por ser incompresible, pierde capacidad de compactarse. No obstante ello, en la medida que aumentan su contenido de humedad los suelos se deforman fácilmente y se generan huellas superficiales pronunciadas aunque las tensiones no se transmitirán al subsuelo.

Figura 230: Tractor Caterpillar de 20,3 toneladas, 400CV y bandas de oruga para aumentar la capacidad tractiva (Izquierda) Para reducir el efecto del tránsito se ha propuesto el “tráfico controlado”, donde se produce no se transita, donde se transita no se siembra (Derecha)



Figura 231: La máxima compactabilidad del suelo se da con humedad intermedia. A baja humedad el suelo está muy seco y es menos deformable, a alta humedad el agua ocupa los poros, pero por ser incompresible se reduce la compactabilidad (Izquierda). Los suelos muy húmedos son muy deformables superficialmente (se marcan mucho las huellas) (Derecha)

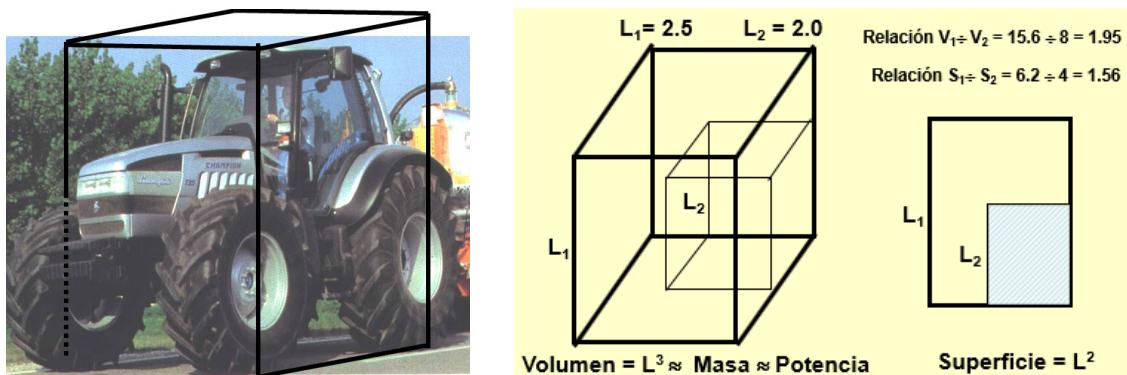


La locomoción extravial es una disciplina que se desarrolló en el Siglo XX a partir de la necesidad de predecir la capacidad de paso de vehículos de guerra en condiciones de suelos deformables. Fueron muy importantes los aportes del polaco D.G. Bekker que llegó a participar en el desarrollo del vehículo lunar utilizado en las misiones Apolo 15, 16 y 17. A este investigador se lo reconoce como el padre de la Terramecánica.

Luis Márquez Delgado (2012) sostiene que el problema del crecimiento de los tractores y equipos es que mientras el volumen, la masa y la potencia crecen en forma cúbica con el

crecimiento de la magnitud lineal, la superficie de contacto crece en forma cuadrática con la misma (Figura 232) por lo que siempre el crecimiento en la masa de los tractores lleva a situaciones deficitarias en superficies de contacto rueda-suelo, lo que conducirá a aumentos en las pérdidas por hundimiento y corte de los suelos transitados cuando se pretenda sacar reacción de los mismos. En la Figura 232 se aprecia el cálculo que se hace, asumiendo una magnitud inicial de 2 que se incrementa a 2,5. Ese incremento del 25% en la magnitud lineal llevará a un incremento del volumen de 95% (de 8 a 15,6; casi el doble) mientras que la superficie crecerá solo el 56% (de 4 a 6,2).

Figura 232: El crecimiento del volumen, masa y potencia es con el cubo de la magnitud lineal mientras que el crecimiento de la superficie de contacto se hace con el cuadrado de dicha magnitud. El crecimiento desde 2 a 2,5 de la magnitud lineal lleva a un crecimiento de la superficie de contacto de un 56% mientras que el volumen y la masa crecen un 95% (Adaptado de Márquez Delgado, 2012)



En la Figura 233 se observan las distintas pérdidas de potencia que tienen que afrontarse en el tractor cuando se arrastran implementos. Entre el motor y el eje de las ruedas están las transmisiones que representarán una pérdida fija que oscilará entre el 10 y el 15% dependiendo del diseño (los diseños 2WD por tener menos elementos rozando tienen más eficiencia ya que no cuentan con diferencial ni mandos finales delanteros). Entre el eje de las ruedas y la barra de tiro interviene la vinculación de la rueda con el suelo y allí se producen dos pérdidas de potencia que serán variables dependiendo del suelo, la labor y el tipo de tractor. A estas dos pérdidas se las conoce como rodadura y patinamiento. El patinamiento es una pérdida de velocidad y se da fundamentalmente cuando el tractor realiza importantes esfuerzos de tiro. Las labranzas primarias, la descompactación y los trabajos de siembra directa implican grandes esfuerzos de tiro y elevados patinamientos. La rodadura es una pérdida de fuerza e implica cuánto esfuerzo tiene que hacer el tractor para llevarse a sí mismo. Dependerá fundamentalmente de lo blando o duro que esté el suelo y será proporcional a la huella que forme el tractor. Cuanto más duro esté el suelo, menos se hundirá el tractor y menos pérdida por rodadura habrá. Los suelos pueden encontrarse blandos por estar recién labrados o por estar con altos contenidos de humedad. En

ambas situaciones se generará mucha huella y mucha pérdida por rodadura. La rodadura es la pérdida principal en labranza secundaria. Luego de haber realizado la labranza primaria, el suelo está muy blando, el tractor se hunde mucho, forma mucha huella.

Figura 233: La potencia que sale del motor llega al eje de las ruedas a través de las transmisiones con una pérdida fija. Entre el eje de las ruedas y la barra de tiro están las pérdidas variables de patinamiento y rodadura



La potencia en el eje y la potencia en la barra se pueden expresar como:

$$\begin{aligned} Neje &= F \times Vt \\ \text{Rodadura} &\Leftrightarrow \quad \quad \quad \Leftrightarrow \text{Patinamiento} \\ &\downarrow \quad \quad \quad \downarrow \\ Nb &= T \times Vr \end{aligned}$$

Siendo $Neje$ = Potencia en el eje; Nb = Potencia en la barra; Vt = velocidad teórica; Vr = velocidad real de avance; F = Fuerza en el eje; T = Tiro.

Se aprecia de las dos ecuaciones que no toda la fuerza que llega al eje estará disponible para tirar ya que una parte se deberá reservar para el autotransporte del propio tractor (rodadura). Tampoco el tractor podrá desplegar toda la velocidad de avance que llega a las ruedas ya que el suelo se cortará y patinará parcialmente cuando esté realizando grandes esfuerzos de tiro perdiendo velocidad (patinamiento). Las pérdidas de patinamiento y rodadura variarán fundamentalmente con el tipo de labor y con el estado del suelo. En suelos blandos, recién labrados (labranza secundaria) habrá mucha rodadura y en suelos firmes en los que se hacen labores pesadas (labranza primaria, siembra directa) habrá mucho patinamiento. La Potencia que llega al eje será la potencia del motor descontadas las pérdidas de transmisiones.

$$\eta_{tt} = \frac{Neje}{Nm}$$

Siendo η_{tt} la eficiencia total de las transmisiones.

La eficiencia de transmisiones será fija para un determinado tractor y puede valer de 0,88 a 0,9 para diseños tractivos 2WD mientras que para FWA y 4WD serán valores menores debido a la presencia de otro diferencial y otros mandos finales en el eje delantero, es decir, más mecanismos rozando y generando pérdidas por calor alcanzando valores de 0,85 o menos. Variará también con el tipo de caja de cambios que tenga. Cajas en toma constante con todos los engranajes rozando y embragues multidisco para accionamiento bajo carga tendrán mayores pérdidas que una caja con engranajes desplazables. La pérdida por transmisiones será fija y lo mejor que podrá hacer el operario será realizar los cambios periódicos de grasas y aceites de lubricación para mantener en el mínimo los valores de pérdidas.

Eficiencia Tractiva

La potencia que puede llegar a la barra de tiro para traccionar implementos pesados variará con el tiro que se haga y la velocidad con que consiga desplazarse el tractor en función de distintas características. La eficiencia tractiva relaciona la potencia obtenida en la barra de tiro con la potencia en el eje de las ruedas (eficiencia tractiva neta) o con la potencia en el motor (eficiencia tractiva global). La eficiencia tractiva neta tiene en cuenta las pérdidas que aparecen entre el eje de las ruedas y la barra de tiro, es decir, las pérdidas de potencia variables: patinamiento y rodadura. La eficiencia tractiva global incluye todas las pérdidas entre el motor y la barra de tiro, las fijas y las variables, es decir, las pérdidas por transmisiones, la pérdida por patinamiento y la pérdida por rodadura.

$$\eta_{TG} = \frac{Nb}{Nm}$$

$$\eta_{TN} = \frac{Nb}{Neje}$$

El valor de eficiencia tractiva global máximo que se puede obtener con los distintos tractores varía también con su diseño. Los tractores 2WD pueden llegar a sacar como máximo el 60% de los caballos que tienen en el motor en la barra de tiro. Los FWA pueden elevar ese valor hasta 66 a 68% y los 4WD hasta 75-80%. Puede verse que la mayor eficiencia tractiva de los diseños asistidos y articulados se obtendrá reduciendo las pérdidas de potencia variable (patinamiento y rodadura) gracias a que tienen dos ejes con ruedas motrices (reparten el par motor en 4 puntos en lugar de en 2, reduciendo el patinamiento) y tienen más superficie de contacto rueda-suelo (reduciendo el hundimiento, la rodadura). Mientras en un tractor convencional se considera lógico que tenga un patinamiento de 12-15% cuando hace labranzas primarias, en un FWA dicho valor baja al 8-10% y en un 4WD al 3-5%. Esa reducción del patinamiento (y también de la rodadura) permite tener mayor eficiencia tractiva global aun teniendo mayores pérdidas por transmisiones. Se aprecia lo poco eficiente que es transmitir potencia a través de ruedas en un suelo deformable. Esto se agrava cuando son pocas las ruedas que hacen fuerza (2WD respecto a FWA y 4WD) y cuando las ruedas son de menor tamaño (FWA respecto a 4WD).

La eficiencia tractiva neta siempre será un valor mayor que la eficiencia tractiva global ya que no contempla la pérdida por transmisiones. Para un tractor convencional que puede llegar a tener como máximo un 0,6 de eficiencia tractiva global, su máxima eficiencia tractiva neta será aproximadamente 0,7, es decir un 10% más, al no tener en cuenta la pérdida por transmisiones.

Patinamiento

El patinamiento se produce por una deformación horizontal del suelo. Cuando las ruedas motrices buscan afirmarse para hacer fuerza, la reacción en el sustrato no es la suficiente y el suelo se corta parcialmente, desplazándose hacia atrás. Como resultado el tractor no avanza toda la distancia que implicaría el recorrido de las ruedas ($2 \times \pi \times \text{radio}$) sino que dicho valor se reduce, disminuyendo la velocidad de avance.

La propiedad del suelo que está relacionada con el patinamiento es su resistencia al corte.

Ensayo del suelo al corte

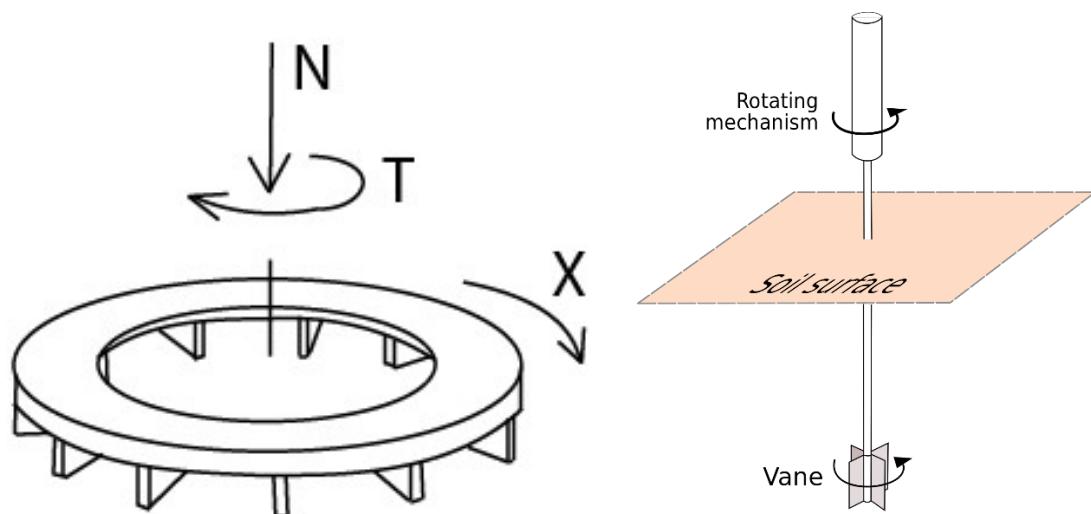
Existen distintas formas de ensayar el suelo al corte. Algunas de ellas se realizan en el terreno natural (ensayos a campo) mientras que otras requieren que se tomen muestras de suelo para realizar las mediciones con instrumental específico en gabinete (ensayos de laboratorio). Los ensayos a campo permiten medir la resistencia al corte *in situ*, sin necesidad de disturbar el suelo, conservando sus propiedades originales. Los ensayos de laboratorio utilizan muestras disturbadas, pero permiten controlar y medir con más precisión distintos parámetros. Una dificultad de las mediciones de resistencia al corte es que no existe una metodología estandarizada con un protocolo de normas a seguir para efectuarlas.

Dentro de los métodos de campo se encuentra la placa de corte translacional (Figura 234), el molinete torsor (*shear vane*) y el anillo de aletas radiales (Figura 235). Los tres dispositivos son hincados en el suelo previo a medir el esfuerzo máximo antes del corte. A la placa translacional se le aplica un esfuerzo lineal para generar el esfuerzo, al molinete torsor y al anillo de aletas radiales se les aplica un momento torsor. Al anillo de aletas radiales y a la placa translacional se les puede agregar diferentes pesos encima para medir el máximo esfuerzo de resistencia al corte en función de la carga normal. En la medida que aumenta la carga normal, se incrementa el esfuerzo máximo cortante. El molinete torsor no permite el agregado de pesos.

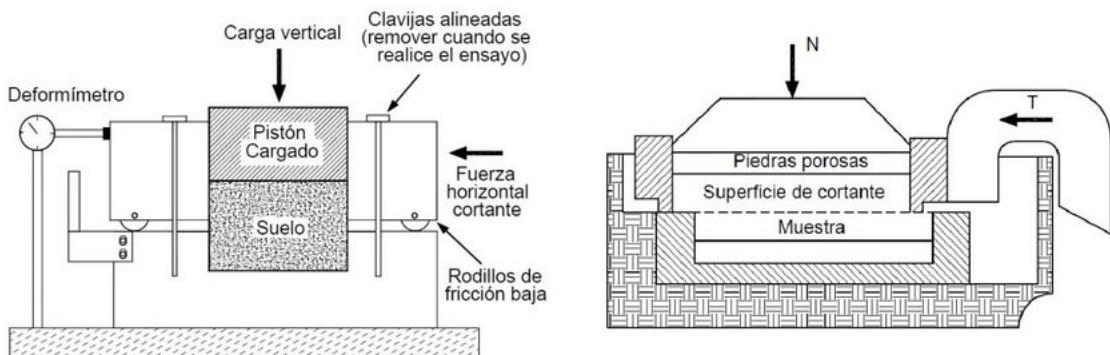
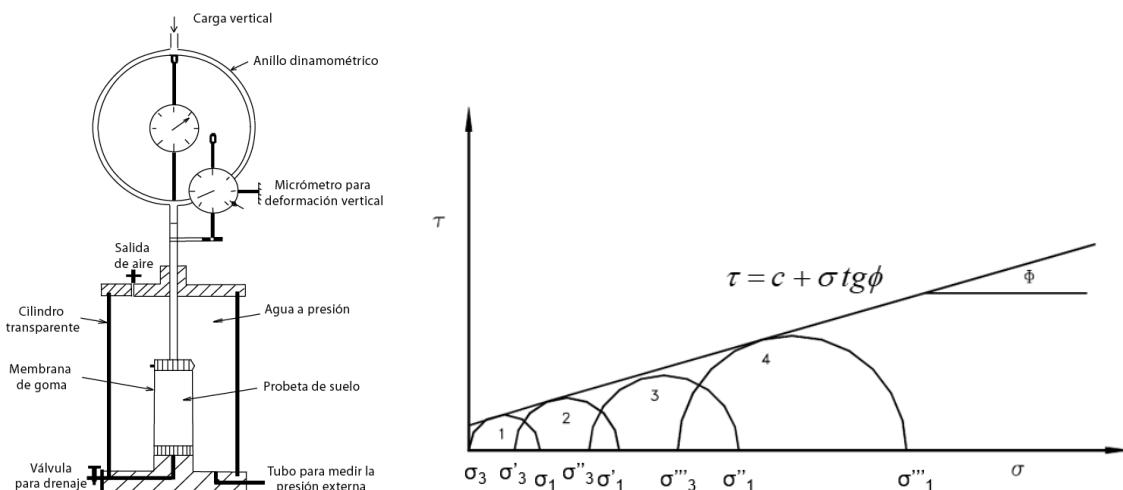
Figura 234: Caja de corte translacional. Izquierda: parte inferior con las garras que simulan los tacos de la rueda. Derecha: placa hincada sobre el suelo con carga en la parte superior



Figura 235: Anillo de aletas radiales (Izquierda) Molinete torsor de paletas (Derecha) A ambos dispositivos se les aplica un momento torsor



Entre los métodos de laboratorio se destacan la caja de corte directo (Figura 236) y el ensayo triaxial (Figura 237). En la caja de corte directo se corta una muestra cilíndrica de suelo ubicada de manera tal que una parte de la muestra (la parte inferior) se mantiene estática mientras que a la superior se la desplaza lateralmente, midiendo el esfuerzo cortante en función de la carga normal. Se repite el ensayo con distintas cargas normales. En el ensayo triaxial la muestra cilíndrica de suelo se mantiene confinada dentro de una membrana de goma rodeada por líquido a presión. Se aplica una carga normal sobre la probeta hasta que la misma se rompe registrando el esfuerzo normal en función del área de la probeta (σ_1) y en función de la presión de confinamiento (σ_3). Se repite el ensayo para distintas y crecientes presiones de confinamiento registrando diferentes y crecientes tensiones de rotura.

Figura 236: Caja de corte directo**Figura 237:** Ensayo triaxial (Izquierda) y obtención de la recta de Mohr-Coulomb a través de la envolvente a los círculos de Mohr (Derecha)

Recta de Coulomb

El francés Charles Coulomb (1736-1806) fue el primero en explicar el comportamiento del suelo al esfuerzo cortante. Hizo también importantes aportes respecto a la ley de atracción de cargas eléctricas y en su honor la unidad de carga eléctrica lleva su nombre: “Culombio” (C).

Coulomb encontró una dependencia entre la fuerza que resistía el suelo al corte respecto de la carga normal con que la pieza cortante se afirmaba en el suelo. A mayor carga normal, mayor fuerza de corte resistía el suelo. Para expresar el valor en términos de tensiones, relacionó la Fuerza actuante (F) con el área de la placa hincada en el suelo (A) obteniendo la tensión cortante tao (τ). Asimismo, relacionó la carga normal que se ejercía sobre la placa en cada prueba (N) con el área de la pieza obteniendo la tensión normal sigma (σ).

Por lo tanto:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Donde τ = tensión cortante (kg/cm^2), F =Fuerza de corte (kg) y A = área de la placa (cm^2)

Y

$$\sigma = \frac{N}{A}$$

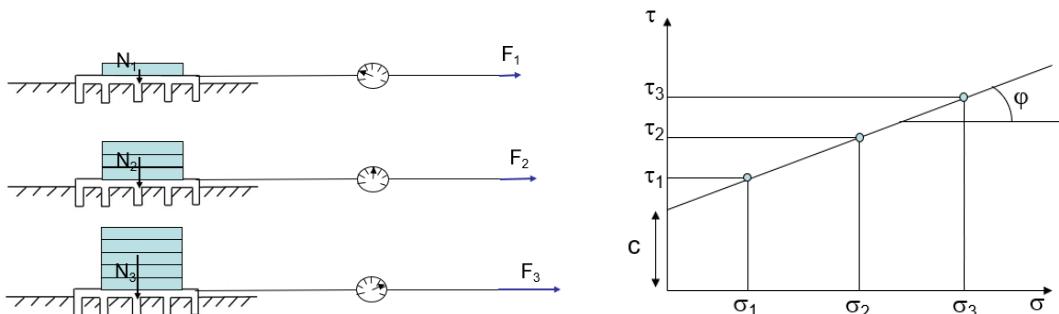
Donde σ = tensión normal (kg/cm^2); N = Fuerza normal (kg) y A = área de la placa (cm^2)

Al repetir la prueba con crecientes cargas normales, encontró también crecientes esfuerzos cortantes. Luego de calcular las tensiones normales y cortantes y graficarlas encontró que la relación entre ellas tenía un comportamiento rectilíneo (Figura 238, Derecha). A la recta que relaciona tensiones tangenciales y normales que recibe el suelo se la denomina “Recta de Coulomb” y se escribe como:

$$\tau = c + \sigma \tan \varphi$$

Donde τ = tensión de corte que resiste el suelo (kg/cm^2); c = cohesión del suelo (kg/cm^2); σ = tensión normal soportada por el suelo (kg/cm^2) y φ = phi, ángulo de roce interno de las partículas. Puede verse que la cohesión del suelo es el término independiente de la recta, es decir, cuando no se aplique ninguna carga normal el suelo resistirá una tensión cortante igual a su cohesión. La tangente de phi representa la pendiente de la recta. Para encontrar la recta de Coulomb se mide con un dinamómetro la fuerza de corte que resiste el suelo con distintas cargas normales, se grafican las tensiones tangenciales respecto de las normales y se obtiene mediante una regresión la recta y los valores de cohesión y ángulo de roce.

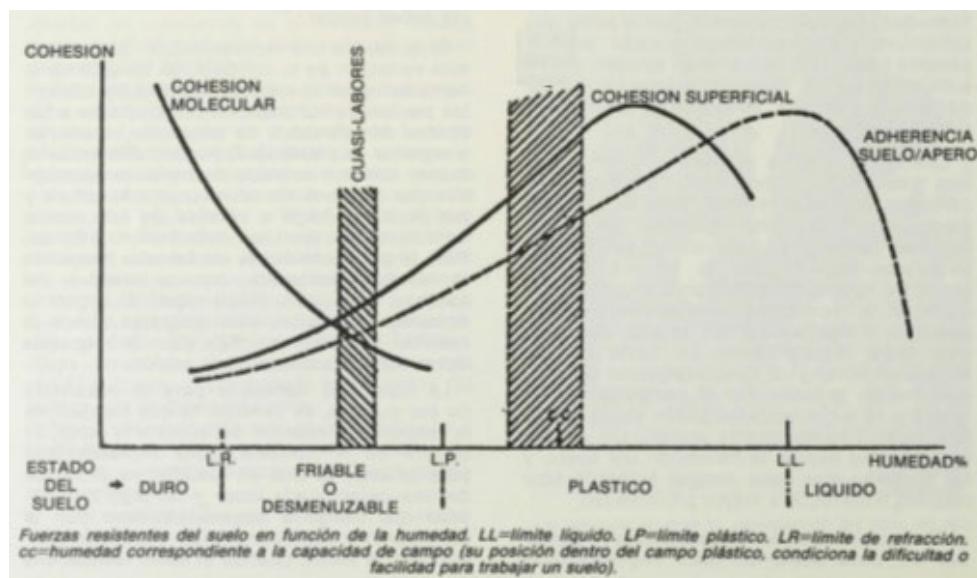
Figura 238: Ensayo de placa translacional. Se determina la fuerza máxima F que soporta el suelo antes de cortarse. La fuerza cortante soportada será mayor cuanto mayor sea la carga normal sobre la placa (Izquierda). Graficando las tensiones tangenciales en función de las tensiones normales se obtiene la recta de Coulomb (Derecha)



La cohesión está dada por la atracción entre partículas del suelo (sobre todo aquellas que tienen cargas como las arcillas) y también por las interfaces aire-agua dada por los meniscos de agua presentes en el suelo. A la primera se la denomina cohesión molecular, mientras que a la segunda se la denomina tensión superficial. La sumatoria de ambas es la cohesión aparente del suelo. La cohesión

se modifica en gran medida con la humedad. La cohesión molecular es importante a bajos contenidos de humedad, cuando se incrementa la cercanía entre las partículas. En la medida que la humedad aumenta va cayendo la cohesión molecular y se va incrementando la tensión superficial. En la medida que se sigue incrementando la humedad se reducirán las interfasas agua-aire de los meniscos (por estar completamente saturados) y se reducirá también la tensión superficial. Las labranzas se realizan cuando el suelo está friable, con una humedad tal que ni la cohesión molecular ni la superficial son tan grandes, entre el límite de retracción y el límite plástico de Atterberg (Figura 239).

Figura 239: Estados de consistencia del suelo. Límites de Atterberg



Así como la cohesión es característica de los suelos finos, arcillosos, los suelos de textura gruesa, arenosos tienen elevado ángulo de rozamiento interno y muy poca cohesión. El ángulo de roce interno se define como el ángulo que forma una pila de suelo seco, disperso, arrojado desde una cierta altura (Figura 240). Las partículas arenosas, son angulosas y se trapan entre sí, formando taludes importantes, mientras que la arcilla seca consiste en plaquetas lisas, que deslizan unas sobre otras, teniendo muy poca trabazón y muy poco ángulo.

Figura 240: Talud de un suelo arenoso. El ángulo que forma la pila es el ángulo de roce interno ϕ



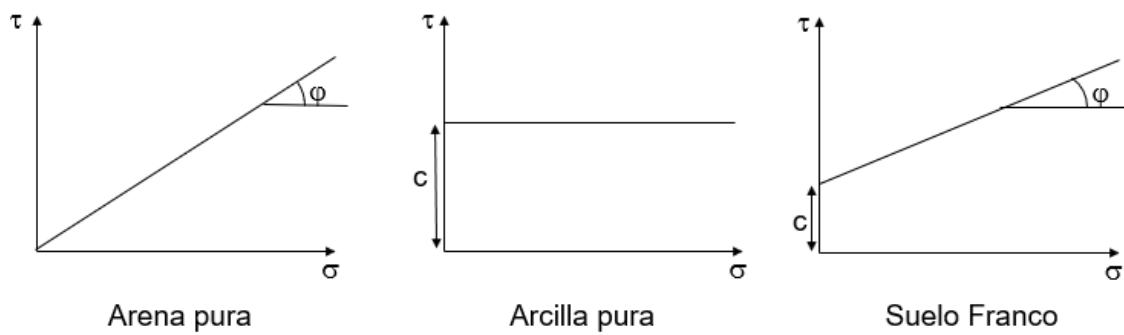
En función de la textura del suelo, será la cohesión y el ángulo de rozamiento interno que presente y en consecuencia la resistencia al corte del mismo. En la *Tabla 4* se detallan valores característicos de ambos parámetros para distintos tipos de suelos en función de su textura.

Tabla 4: Cohesión y ángulo de rozamiento interno de distintos suelos en función de su textura.
Ortiz-Cañavate (1989)

	Cohesión (kN/m ²)	Ángulo de rozamiento interno (°)
Arena gruesa	-	35-40
Arena fina	-	18-32
Franco arenoso	10-25	22-28
Franco	17-30	15-25
Arcilloso	25-70	10-19

Las rectas de Coulomb para distintos tipos de suelos tendrán las formas mostradas en la Figura 241. La recta de la arena pura, parte del origen ya que no tiene cohesión. La recta de la arcilla pura es una constante, ya que no tiene ángulo de roce interno, la tensión cortante que resiste es independiente de la tensión normal. Un suelo agrícola siempre tendrá todas las partículas texturales presentes y sus características serán intermedias, más parecidas a las de un suelo arenoso si es de textura gruesa o arcilloso si es más bien de textura fina.

Figura 241: Rectas de Coulomb para tres suelos distintos. La arena pura no tiene cohesión, la arcilla pura no tiene ángulo de roce interno (pendiente). Un suelo franco tendrá una cohesión menor que la de un suelo arcilloso y un ángulo de roce inferior al del suelo arenoso



En 1944, Micklethwaite, expresó la ecuación de Coulomb en términos de fuerzas en lugar de tensiones. Multiplicando todos los parámetros de la ecuación de Coulomb por el área se obtiene:

$$\tau \times A = c \times A + \sigma \times A \times \tan \varphi$$

Reemplazando tensión cortante por su equivalente F/A y tensión normal por su equivalente N/A queda:

$$\frac{Fc}{A} \times A = c \times A + \frac{N}{A} \times A \times \tan \varphi$$

Y al simplificar la expresión resulta:

$$Fc = c \times A + N \times \tan \varphi$$

Para el caso de un tractor de ruedas, el área será igual a la superficie de contacto rueda-suelo (S) mientras que la carga N que cae sobre las ruedas motrices es el peso adherente (Qad) por lo que la expresión final queda:

$$Fc = c \times S + Qad \times \tan \varphi$$

Donde S es la superficie de contacto rueda suelo, Qad el peso adherente que recae sobre las ruedas motrices, y Fc la fuerza de corte máxima que resiste el suelo. Puede verse que si se quiere aumentar la fuerza de corte que resiste el suelo para que el tractor patine menos puede recurrirse a aumentar la superficie de contacto rueda suelo y/o aumentar el peso adherente del tractor. Ambas alternativas aumentarán la fuerza cortante que resiste el suelo y reducirán el patinamiento, pero el resultado de la mejora variará dependiendo de la textura del suelo. En suelos más bien arenosos será conveniente aumentar el peso adherente con lastres, hidroinflado, transferencia de peso ya que en esos suelos es importante el ángulo de roce interno y la cohesión es muy baja, no aumentando mucho la reacción al aumentar la superficie. En suelos arcillosos sucederá lo contrario, convendrá aumentar la superficie ya que tienen alta cohesión y no tendrá tanto efecto el agregado de peso. Se dice que en los suelos arcillosos es conveniente “flotar”, pasar el problema por encima. No se puede mejorar la reacción tratando de comprimirlos ya que tienen poros muy pequeños, ocupados parcialmente con agua que en una corta instancia de pasada de una rueda no se llega a evacuar y en consecuencia el peso es soportado parcialmente por el agua, más que por la estructura del suelo. Karl Terzaghi aportó a la ecuación de Coulomb el concepto de tensión normal efectiva, es decir, tener en cuenta la tensión soportada por la estructura del suelo (suelo drenado) y no por el agua del mismo (llamada tensión neutra).

$$\tau = c + \sigma_e \times \tan \varphi$$

Siendo σ_e = tensión normal efectiva

No obstante, ambas soluciones aportan a la mejora de la reacción y a la reducción del patinamiento: aumentar la superficie de contacto rueda suelo y aumentar el peso adherente. Más allá de la recomendación técnica debe tenerse presente que aumentar el peso adherente será una opción muy económica, al alcance del productor, contratista mientras que cambiar neumáticos será una opción muy costosa, y difícil de implementar.

La superficie de contacto rueda suelo será una elipse que tiene dos dimensiones: el ancho de pisada del neumático y el largo de pisada (que en un suelo firme se puede considerar aproximadamente el 31% del diámetro) (Figura 242). Como en toda elipse, la superficie se calcula como el número pi, multiplicado por el radio menor y por el radio mayor (en el caso de un círculo es una elipse particular con los radios idénticos y por lo tanto su superficie es $\pi \times r^2$)

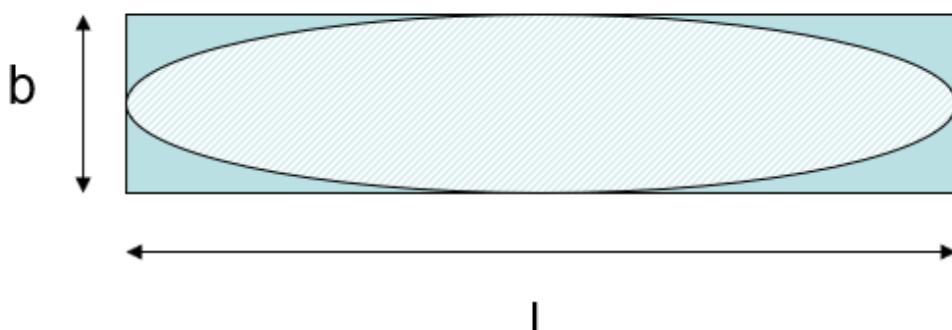
$$S = \pi \times r_1 \times r_2$$

Como $r_1 = b/2$ y $r_2 = l/2$ queda:

$$S = \pi \times \frac{b}{2} \times \frac{l}{2} = \frac{\pi}{4} \times b \times l = 0,78 \times b \times l$$

Siendo b = el ancho del neumático y l = el largo de la pisada

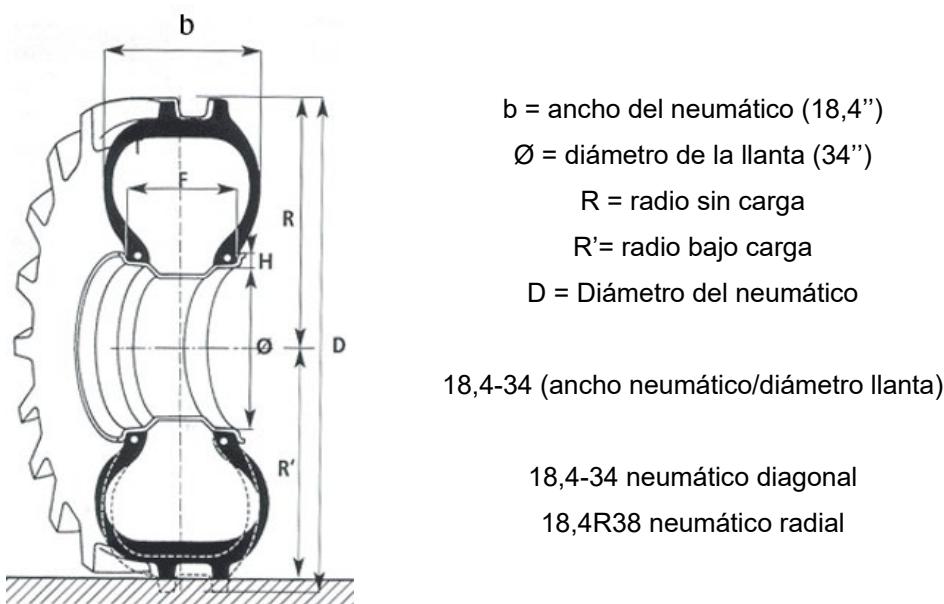
Figura 242: La superficie de contacto rueda-suelo será la de una elipse en cuyo cálculo intervendrá el ancho y largo de la pisada



El ancho del neumático (b) es el primero de los números con que se nombra a las ruedas de los tractores. Los neumáticos más utilizados en Argentina en tractores son el 18.4-34 y el 23.1-30. El primer número es el ancho de pisada (18.4 ó 23.1) expresado en pulgadas. El ancho del 18.4 por lo tanto es 18,4 pulgadas \times 2,54cm/pulgada = 46,7cm.

El segundo valor utilizado en el cálculo de la superficie de contacto, el largo de pisada “ l ”, se estima a partir de relacionarlo con el diámetro del neumático. Se considera que en un suelo agrícola firme el largo de pisada será aproximadamente el 31% del diámetro ($0,31 \times D$) del neumático (no el diámetro de la llanta (ϕ), sino el diámetro del neumático, “ D ” en la Figura 243).

Figura 243: Neumático de tractor y nomenclatura utilizada. Los dos números que identifican al neumático refieren el primero al ancho de pisada (b) y el segundo al diámetro de la llanta (ϕ)



Por otra parte, para el cálculo del peso adherente se pueden utilizar los modelos predictivos de Frank M. Zoz que a partir de numerosos ensayos encontró que en función del vínculo tractor-apoyo el peso adherente trasero en un tractor 2WD se puede estimar como el peso estático (Q_1) más un porcentaje del esfuerzo de tiro:

$$Qad = Q_1 + 0,25 \times T \text{ para implementos de arrastre}$$

$$Qad = Q_1 + 0,45 \times T \text{ para implementos semimontados}$$

$$Qad = Q_1 + 0,65 \times T \text{ para implementos montados}$$

Siendo implementos de arrastre aquellos vinculados a través de la barra de tiro, montados aquellos vinculados a través de los tres puntos y “colgados” del tractor (trabajando en control de esfuerzo o control de posición) y semimontados aquellos vinculados a los tres puntos, pero trabajando en flotante, con alguna rueda o patín apoyando el peso del equipo en el suelo cuando están trabajando.

En el caso de tractores FWA y 4WD el peso adherente es calculado como el Qt (ya que no solo el peso del eje trasero sirve para afirmar las ruedas motrices, sino también el delantero) y a dicho valor debe sumarse un 10% por las cargas dinámicas (por la componente vertical del esfuerzo de tiro que se suma al eje trasero) siendo

$$Qad_{FWA-4WD} = Qt \times 1,1$$

En el caso de un tractor convencional, con un eje motriz trasero en el cálculo de la máxima fuerza de corte que soporta el suelo se deberá contabilizar el peso adherente en el eje trasero y la

superficie de dos neumáticos (si tiene duales deberían ser 4 superficies). Dicha fuerza debe ser mayor a la fuerza demandada por la labor (Tiro + Rodadura) para que el tractor pueda avanzar.

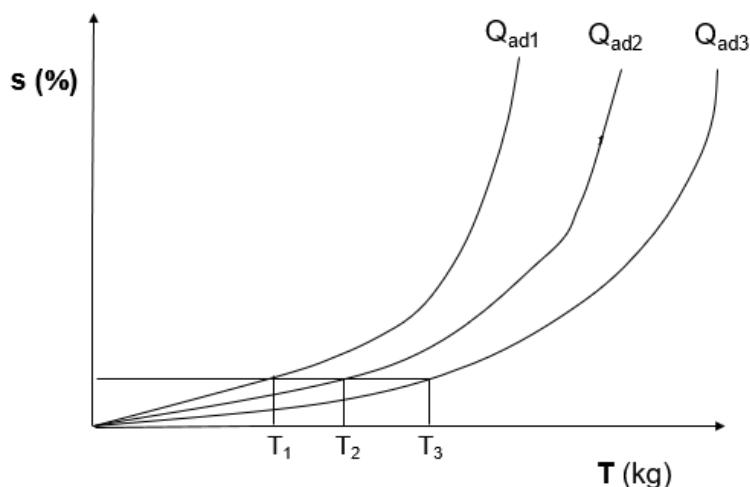
Estimación del patinamiento. Coeficiente de tracción.

Armonización de conjuntos tractor-apero

En la Figura 244 se observa la relación entre el patinamiento (en porcentaje) y el esfuerzo de tiro (en kg). Cuando no hay esfuerzo de tiro, no hay patinamiento. En la medida que crece el esfuerzo de tiro el patinamiento crece, primero linealmente y luego exponencialmente. Por lo tanto, se puede afirmar que el patinamiento es función principal del esfuerzo de tiro y será elevado en aquellas labores que demanden mucho esfuerzo del tractor como las labranzas primarias, descompactación, siembra directa y no será un problema cuando el esfuerzo de tiro sea bajo como en las labranzas secundarias, pulverización, fertilización, cosecha de forrajes, tareas de transporte, etc. Puede verse que se comparan tres tractores con distintos pesos adherentes ($Q_{ad1} < Q_{ad2} < Q_{ad3}$) que están realizando diferentes esfuerzos de tiro cada uno ($T_1 < T_2 < T_3$ respectivamente) de manera que la relación entre el tiro y el peso adherente de los tres conjuntos es el mismo valor. Se observa que, si se mantiene esa relación, denominada coeficiente de tracción “ t ”, el patinamiento será idéntico en los tres conjuntos.

$$t = \frac{T_1}{Q_{ad1}} = \frac{T_2}{Q_{ad2}} = \frac{T_3}{Q_{ad3}} = Kte \rightarrow \text{igual patinamiento}$$

Figura 244: Relación entre el esfuerzo de tiro y el patinamiento. Cuanto mayor es el tiro, mayor es el patinamiento. Inicialmente hay un comportamiento lineal, hasta que, alcanzado un determinado valor, empieza a ser exponencial. Cuanto más pesado es el tractor menor es el patinamiento



También puede verse en la **Figura 244** que, ante un mismo esfuerzo de tiro, por ejemplo, T_3 , tractores con distinto Q_{ad} tendrán distintos patinamientos, teniendo más pérdidas aquellos más livianos (el tractor con Q_{ad1} patinará más que el tractor con Q_{ad2} y el de Q_{ad3} será el de menor

patinamiento). Se puede trazar una línea vertical en T_3 y observar en qué lugar se intercepta cada curva.

Se ha encontrado empíricamente que los conjuntos son armónicos (el apero es acorde con el tractor que lo pretende arrastrar) cuando el coeficiente de tracción ronda el valor de 0,4, es decir, el tractor arrastra aproximadamente el 40% de su peso adherente. En esa situación el patinamiento no es tan elevado ni tan bajo, en el orden de 12 a 15% para tractores 2WD, 8 a 10% en tractores FWA y 3-5% para 4WD. Valores mucho mayores de 0,4 de coeficiente de tracción indicarían que el tiro que se pretende hacer con el tractor es muy elevado respecto a su peso adherente (apero grande, pesado-tractor chico, liviano) lo que llevaría a patinamientos muy elevados (mayores al 20%), reduciendo significativamente la velocidad real de avance y en consecuencia la eficiencia tractora. Valores inferiores a 0,4 de coeficiente de tracción indicarían que el tiro que se pretende hacer con el tractor es relativamente bajo respecto a su peso adherente (apero chico, liviano-tractor grande, pesado), el tractor podría tirar más, implementos de mayor ancho y mayor capacidad operativa siendo así más eficiente. Coeficientes de tracción bajos implicarían paralelamente patinamientos bajos, inferiores al 12-15% para tractores 2WD. Por lo tanto:

$$t = \frac{T}{Q_{ad}} << 0,4 \Leftrightarrow \frac{\text{Apero chico}}{\text{Tractor grande}} \Leftrightarrow \text{Patinamiento bajo} \Leftrightarrow \downarrow \eta_{TG}$$

$$t = \frac{T}{Q_{ad}} \approx 0,4 \Leftrightarrow \frac{\text{Apero armónico}}{\text{Tractor}} \Leftrightarrow \text{Patinamiento ideal} \Leftrightarrow \eta_{TG} \text{ máxima}$$

$$t = \frac{T}{Q_{ad}} >> 0,4 \Leftrightarrow \frac{\text{Apero grande}}{\text{Tractor chico}} \Leftrightarrow \text{Patinamiento alto} \Leftrightarrow \downarrow \eta_{TG}$$

Por lo tanto, una manera de evaluar lo armónico que puede ser un conjunto tractor-apero es medir a campo el patinamiento que tiene el tractor. Si el mismo se encuentra en las cercanías del patinamiento ideal se tratará de un conjunto armónico. Si la medición da un patinamiento muy bajo no sería armónico porque ese tractor podría tirar algo más grande, más pesado. Si la medición da un patinamiento muy alto se trataría de un tractor muy liviano para un apero muy pesado, se debería reducir el esfuerzo de tiro.

Medición del patinamiento

El patinamiento es una pérdida de velocidad que lleva a una pérdida de tiempo, de potencia en la barra y de eficiencia tractora. No obstante, un conjunto tractor-apero debe patinar cuando realiza labranza primaria, ya que si no lo hiciera estaría indicando un bajo esfuerzo de tiro, un conjunto no armónico (tractor pesado/arado liviano). El patinamiento se simboliza con la letra "s" (del inglés *slip*) y es una pérdida de velocidad que se puede expresar como:

$$s = \frac{Vt - Vr}{Vt} \times 100 = \left(1 - \frac{Vr}{Vt}\right) \times 100$$

Siendo s = patinamiento (en %); V_t = velocidad teórica (en km/h o en m/s) y V_r = velocidad real (en km/h o en m/s).

En consecuencia, para medirlo se debería determinar la velocidad teórica avanzando con un conjunto tractor-apero primero con el apero desclavado (de manera tal que el esfuerzo de tiro sea nulo y también lo sea el patinamiento) y luego repetir la operación, en la misma marcha, pero con el apero clavado, para determinar la velocidad real. Para medir la velocidad (tanto real como teórica) se debería tomar el tiempo que tarda el conjunto en sortear una distancia conocida y relacionar el espacio y el tiempo. Cuando se circule con el apero clavado, el tiempo registrado sería mayor y, en consecuencia, menor sería la velocidad. No obstante, este método de determinación de velocidad real y teórica no es aconsejado ya que por más que se coloque el mismo cambio y se lleve el acelerador del motor a la misma posición, la caída de velocidad cuando se lleva el equipo clavado no puede ser adjudicada únicamente al patinamiento ya que al cargarse el motor (por clavar el implemento) caerá en vueltas y la pérdida de velocidad también estará influenciada por esa caída de vueltas del motor. Para solucionar este problema, se omite el cálculo directo de la velocidad y se procede a medir el número de vueltas de la rueda motriz necesario para recorrer una determinada distancia (tanto con el equipo desclavado como con el equipo clavado) llamando a este método distancia fija/número de vueltas variable o bien determinar el espacio recorrido por un número fijo de vueltas de la rueda motriz (también en las dos situaciones: equipo clavado y equipo desclavado) llamando a este segundo método número de vueltas fijo/espacio variable.

En el primer método (espacio fijo/número de vueltas variable) no se necesita de una cinta métrica para cuantificar distancias, ya que el espacio está prefijado en el campo, pudiendo ser el tramo entre dos postes de alambrado. Mientras el tractorista recorre el espacio, primero sin carga (equipo desclavado) y luego con carga (equipo clavado) un ayudante contabilizará el número de vueltas que da la rueda motriz para abarcar dicho tramo, empleando mayor cantidad de vueltas de la rueda cuando el equipo vaya clavado y el tractor patine. Sería importante cuando se lleva el equipo clavado bloquear el diferencial ya que de lo contrario se daría un patinamiento diferente en ambas ruedas motrices dependiendo del sustrato en el que se vayan apoyando. Si no se quiere tratar el diferencial deberían contabilizarse las vueltas de ambas ruedas motrices (con dos operarios de cada lado del tractor) y hacer un promedio de ambas. Para contabilizar las vueltas de la rueda motriz se hace una marca con una tiza en algún lugar de la rueda y se debe visualizar la posición de dicha marca en el inicio del tramo y en el final del mismo para contabilizar las vueltas enteras y la fracción de vuelta de ser posible (como mucho se podrá apreciar el cuarto de vuelta). De no contarse con tiza se puede tomar el lugar de ubicación de la válvula de inflado. La principal desventaja de este método es que hay que apreciar fracciones de vuelta, que en distancias relativamente chicas pueden llevar a determinaciones menos precisas. Se puede diluir la importancia de la indeterminación de esta fracción de vuelta tomando distancias importantes, largas. La expresión de cálculo final del patinamiento, luego de contabilizar vueltas con carga (patinando, velocidad real) y vueltas sin carga (sin patinar, velocidad teórica) será:

$$s(\%) = \frac{V_{cc} - V_{sc}}{V_{cc}} \times 100 = \left(1 - \frac{V_{sc}}{V_{cc}}\right) \times 100$$

Siendo s = patinamiento (en %); Vcc = vueltas con carga y Vsc = vueltas sin carga

En el segundo método (número de vueltas fijo, espacio variable) se necesita una cinta para contabilizar el espacio recorrido por el tractor con el apero desclavado (sin patinar) y con el apero clavado (patinando) con un número determinado de vueltas de sus ruedas motrices. La distancia será mayor con el apero desclavado. También se debería trabar el diferencial cuando se hace la pasada con el apero clavado para evitar patinamientos diferentes entre ambas ruedas motrices. De no hacerlo debería medirse en ambas ruedas motrices (con dos operarios) y promediar. El procedimiento de medición es similar, debe marcarse en algún lugar la rueda motriz y contabilizarse un número de vueltas determinado (por ejemplo, 20 vueltas). Se marcará en el piso con una varilla el punto donde la marca apoya en el suelo, que será el lugar inicial de medición, (descartada la cabecera, cuando el tractor ya está estabilizado) y se acompaña al tractor contando el número de vueltas. Cuando la rueda completa el número de vueltas prefijado y la marca de la rueda apoya en el suelo se clava una segunda varilla allí para luego extender la cinta entre ambas varillas y determinar la distancia. Se hace primero con el equipo desclavado (el tractor no patinará y recorrerá una distancia mayor) y luego con el equipo clavado (donde el tractor patinará y con el mismo número de vueltas de la rueda motriz recorrerá una distancia menor). Este método al no tener que apreciar la fracción de vuelta se vuelve más preciso, sobre todo en tiradas cortas. La expresión de cálculo del patinamiento a partir de las determinaciones del espacio recorrido con y sin carga será:

$$s = \frac{E_{sc} - E_{cc}}{E_{sc}} \times 100 = \left(1 - \frac{E_{cc}}{E_{sc}}\right) \times 100$$

Siendo s = patinamiento (en %); Esc = espacio sin carga y Ecc = espacio con carga

Problemas que ocasiona el patinamiento

Son numerosos los problemas que ocasiona el patinamiento excesivo, conocerlos y compartirlos con los operarios y contratistas ayuda a persuadirlos para tratar de mantenerlos en valores aceptables.

- Pérdida de velocidad: se tardará más tiempo en hacer una determinada labor, afectando la capacidad operativa, es decir, la cantidad de hectáreas que se cubren por hora.
- Pérdida de tiempo: ya que se tarda más tiempo en recorrer la misma distancia, esto implicará más consumo de gasoil por estar más tiempo prendido el motor y más jornales que deberán pagársele al tractorista.
- Pérdida de potencia en la barra y de eficiencia tractiva: al caer la velocidad real

$$\eta_{TG} = \frac{Nb}{Nm} = \frac{T \times Vr}{Nm}$$

- Desgaste acelerado de neumáticos: el patinamiento excesivo conlleva a un desgaste prematuro de la banda de rodamiento. Se va reduciendo la altura de los tacos lo que lleva a una mayor tendencia a que patine dicha rueda. Los neumáticos siempre han sido un insumo muy oneroso.
- Pérdida de oportunidad de labor: Hay una humedad óptima del suelo para ser trabajado. Si se pierde tiempo por patinamiento, se puede no llegar a completar la labor en dicho período.

Una ventaja que se puede atribuir al patinamiento es que representa un zafe ante un incremento puntual del esfuerzo de tiro. Es preferible ante un incremento importante del esfuerzo de tiro que el tractor patine y no se resientan las transmisiones. El elemento más barato del tren cinemático es el embrague (aunque su recambio puede ser costoso en mano de obra si el tractor es monoblock). Hacia las ruedas serán todos engranajes muy costosos (cajas de cambio, diferencial, mandos finales). Los diseños que patinan menos (4WD, y en menor medida FWA) deben ser asignados a tractoristas con mucha experiencia, que puedan interpretar cuando “aflojar” en una labor y levantar el equipo a tiempo o pisar el embrague para reducir los riesgos de rotura. Los tractoristas con menos experiencia deben ser asignados a tractores 2WD, que tienen más posibilidad de patinamiento y, en consecuencia, menor posibilidad de romper algo de las transmisiones.

Herramientas para reducir el patinamiento

En función de los fundamentos teóricos analizados previamente se puede recurrir a:

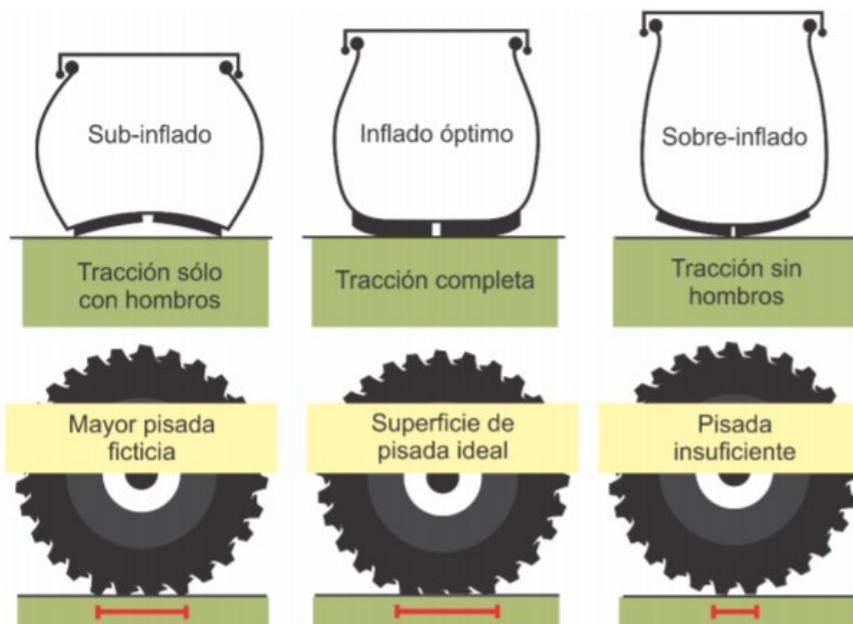
- Aumentar superficie de contacto rueda suelo con neumáticos más anchos, de más diámetro, duales, orugas (todos estos cambios son muy onerosos).
- Reducir la presión de inflado al mínimo recomendado por el fabricante del neumático en función de la carga que recibe. Tanto los neumáticos sobreinflados como los subinflados tendrán menor área respecto a la presión correcta.
- Aumentar el peso adherente con el agregado de lastres metálicos, hidroinflado, aumento de transferencia de peso (en tractores 2WD y FWA) vía incremento de la altura de la barra y largo de la misma.
 - Bloqueo del diferencial: anula la posibilidad que una rueda patine más que otra.
 - Trabajar en control de carga (si el equipo es montado). Si se le asigna sensibilidad al sistema hidráulico, éste levantará el equipo (reducirá la profundidad de trabajo) cuando se incremente el esfuerzo de tiro y bajará hasta la profundidad establecida de trabajo cuando el Tiro se reduzca, manteniendo el esfuerzo de tiro relativamente constante y en consecuencia también el patinamiento estable. Esto implicará un fondo de labor más desprolijo (al no mantener la profundidad de trabajo).

Si el conjunto sigue patinando mucho luego de implementar todos estos cambios se debería reducir el esfuerzo de tiro a través de:

- Reducir el número de cuerpos del implemento (si es posible).
- Reducir la profundidad de trabajo (si la labor lo permite).

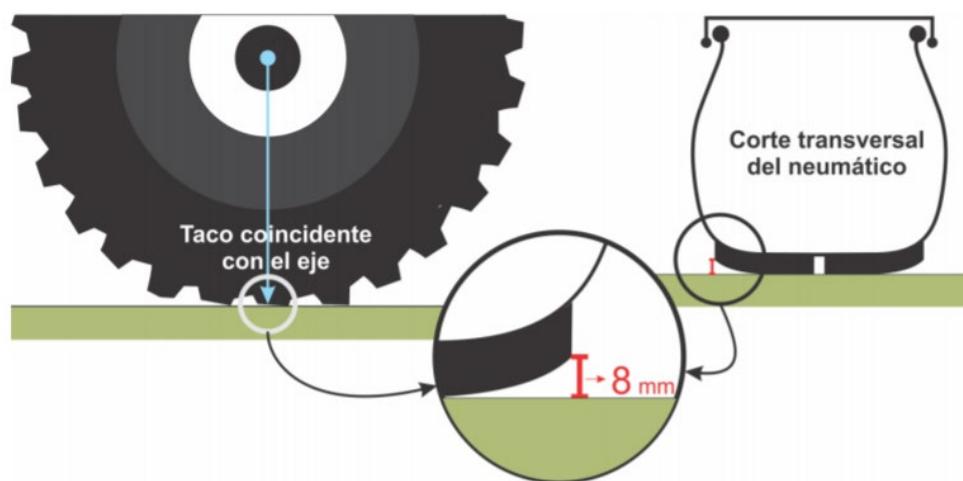
Respecto al control de la presión de inflado de los neumáticos, es fundamental revisarla periódicamente. Cómo los neumáticos son parcialmente hidroinflados es frecuente que el gomero o el mismo tractorista escatime el uso del manómetro ya que el agua lo daña. Al respecto es siempre conveniente tener un manómetro en baño de glicerina que reduce este problema y remarcar al usuario la importancia del control periódico de la presión de inflado para maximizar la superficie de contacto rueda-suelo y minimizar las pérdidas por patinamiento, formación de huella (rodadura) y compactación de suelos y desgaste prematuro de neumáticos. Es costumbre también de los gomeros agregar presión extra a los neumáticos, mayor a la estrictamente necesaria repercutiendo esto en una reducción del área de contacto. La vinculación del neumático con la llanta se hace a través de la presión de inflado. Con una presión deficiente se corre el riesgo de que la llanta se gire sobre el neumático y degüelle la válvula de inflado. Para evitar esto, frecuentemente los gomeros les ponen libras adicionales a las ruedas. Al respecto, el INTA ha generado una serie de recomendaciones tanto para concientizar del problema como para verificar la correcta presión de inflado (Ferrari et al., 2016). En el artículo se afirma que un neumático subinflado tracciona de un 15 a un 20% menos que uno inflado correctamente, realizando el esfuerzo sobre todo con los hombros de la banda de rodamiento, subutilizando el centro. Si el neumático está sobre inflado la reducción en la tracción será del 20 al 30% reduciendo la participación de los hombros (Figura 245).

Figura 245: Tanto la presión excesiva, como la falta de presión traen aparejadas una reducción en la superficie de contacto rueda-suelo. La tendencia es que los neumáticos estén sobreinflados. Debe revisarse periódicamente esta variable para reducir el patinamiento. (INTA, Ferrari et al., 2016)



Ferrari et al. (2016) también proponen como método alternativo para controlar la presión correcta de inflado (ante ausencia de manómetro) colocar el tractor en un suelo rígido, observando separación del suelo en la periferia del taco más alineado con el eje de las ruedas. Dicha separación debería ser de 8mm (el diámetro de un cigarrillo, que probablemente el tractorista tenga en su bolsillo), si es menor debería inflarse y si es mayor debería desinflarse (Figura 246). No obstante, el costo de los neumáticos y la necesidad de mantenerlos en buen estado para aumentar su vida útil justifican sobradamente la compra de un manómetro apropiado para el control periódico.

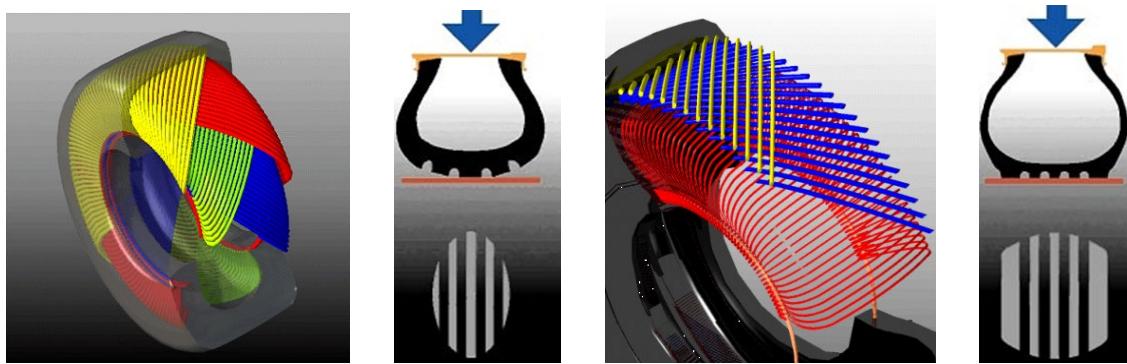
Figura 246: Metodología para estimar la presión de inflado ante la ausencia de manómetro, apoyando el tractor en un suelo rígido y visualizando la separación del taco en la periferia propuesta por el INTA (Ferrari et al., 2016)



Cabe destacar que esta metodología y estas consideraciones son para neumáticos de carcasa diagonal, que son los más usados (convencionales) en Argentina. En este tipo de neumáticos las telas o lonas se disponen en diagonal, a 40-45° respecto al plano medio del neumático. Tienen igual resistencia en la banda de rodamiento que en los flancos y evidencian diferencias notables de prestación ante incorrectas presiones de inflado (Figura 247, Izquierda).

Los neumáticos radiales, son sustancialmente más caros que los diagonales y presentan telas que van de talón a talón rodeando aros metálicos que hay en su interior. Además, en la banda de rodamiento, presenta otras telas inextensibles que le dan mucha rigidez y reducen la pérdida de superficie de contacto ante presiones de inflado incorrectas. Los flancos en cambio son muy flexibles no transmitiendo a la banda de rodamiento sus deformaciones temporales (Figura 247, Derecha).

Figura 247: Los neumáticos diagonales tienen telas en diagonal respecto al plano medio del neumático y las mismas van de talón a talón (Izquierda) En los neumáticos radiales las telas que van de talón a talón están en la dirección del radio y en la banda de rodamiento tienen telas adicionales que la vuelven rígida (Derecha). Tienen mayor superficie de contacto y en consecuencia mejor prestación tractiva por menor patinamiento, rodadura y compactación. Son sustancialmente más caros que los diagonales



La deflexión que experimentan los neumáticos radiales en sus flancos, más flexibles que en los diagonales, muchas veces genera la sensación de que se encuentran desinflados (se observa una panza) y suele conducir a incrementar erróneamente las presiones de inflado para atenuarlas. Además, esta característica conlleva el peligro de que son más susceptibles a recibir lastimaduras y pinchaduras en los flancos por elementos punzantes que se encuentran en el campo como fierros, piedras e incluso tallos de maíz Bt que por un corte bajo del mismo (cuando se pica para silaje) y su lenta degradación suele generar un conjunto de elementos verticales punzantes que pueden lastimar también los flancos (Figura 248). En este sentido, es conveniente también controlar periódicamente la correcta presión de inflado ya que presiones deficitarias favorecen la posibilidad de pinchaduras. Se suele aconsejar también elevar la altura de corte del maíz para favorecer que los tallos puedan ser empujados y aplastados por la propia rueda.

Figura 248: La deflexión y menor resistencia de los flancos de los neumáticos radiales los hace más susceptibles de recibir daños en estas ubicaciones. Una presión de inflado deficiente aumenta la posibilidad de que los mismos se dañen con elementos punzantes (INTA, Ferrari et al., 2016)



En el trabajo Final de carrera de Pelizzari (2017), se evalúan neumáticos radiales y diagonales 18.4-38 y 23.1-30 transitando en un Argiudol típico (una pasada). Se encontró que, ante una misma carga sobre los rodados, producto de la mayor área de contacto rueda-suelo se producían presiones sobre el sustrato (Peso sobre el rodado/área de contacto) sustancialmente inferiores en los radiales respecto a los diagonales (Tabla 5) que redundaron en menor deformación superficial del suelo (menor profundidad de huella, Tabla 6).

Tabla 5: Áreas de contacto y presión sobre el suelo de los neumáticos ensayados. En gris los neumáticos radiales

Rodados	Pesos sobre los rodados (kN)	Áreas de contacto (m ²)	Presión de inflado (kPa)	Presión sobre el suelo (kPa)
18.4 – 38	25.6	0.33	142	77.5
18.4 R 38	25.6	0.56	100	45.7
23.1 – 30	26.6	0.50	100	53.2
23.1 R 30	26.6	0.72	110	36.9

Tabla 6: Valores de profundidad de huella (mm) para los neumáticos ensayados

Neumático	Profundidad de huella (mm)
18.4R38 (radial)	12,2b
18.4-38 (diagonal)	25,2d
23.1-30 (diagonal)	17,2c
23.1R30 (radial)	10,5a

Luis Lozano, Nicolás Polich y Guido Bellora

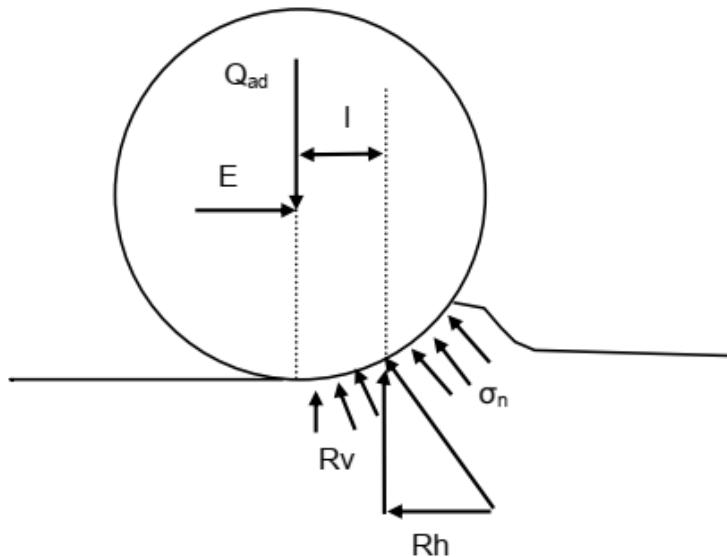
Rodadura

La rodadura (R) es la fuerza que debe hacer el tractor para auto transportarse. Esta fuerza multiplicada por la velocidad de avance, resultará en la potencia perdida por rodadura.

La rodadura depende de la condición del suelo fundamentalmente, y del peso del tractor y de su superficie de apoyo a través de las ruedas. Si el suelo tiene menor resistencia al hundimiento, las huellas que se formarán serán más profundas, y también mayor la rodadura. Al mismo tiempo, un tractor con mayor peso y menor superficie de apoyo (dada por las características de las ruedas) se hundirá más, y aumentará su pérdida por rodadura. La rodadura se puede apreciar a campo a través de las huellas que deja el tractor. Cuanto más profundas sean estas huellas, mayor será la rodadura y mayor fuerza tendrá que hacer el tractor para avanzar en ese suelo deformable. También por eso se conoce a la rodadura como “resistencia al avance”.

Para llegar a una expresión que permita visualizar la existencia de esta fuerza, se considera la rueda conducida en equilibrio, con las fuerzas que actúan sobre la misma (Figura 249). Para simplificar el problema se asume que la rueda es rígida, es decir que no se deforma, y que solo el suelo se deforma. Esto se visualiza en la Figura 249 de forma exagerada como un desnivel estando la rueda más baja que el suelo que aún no se ha transitado. Esta rueda no tiene par motor, y recibe una fuerza de empuje E para poder avanzar. Recae sobre el eje de ésta el peso adherente (Q_{ad}). El suelo genera un conjunto de reacciones normales, cuya resultante pasa por el centro de la rueda. Se puede descomponer la resultante en una componente horizontal (R_h) y una vertical (R_v). Es notorio que, al deformarse el suelo, R_v no pasa por el eje de la rueda, sino que está por adelante, a una distancia l de éste.

Figura 249: Rueda conducida del tractor, mostrando las fuerzas que actúan sobre la misma



Suponiendo una velocidad constante de la rueda, se pueden aplicar las condiciones de equilibrio, donde las sumas de fuerzas y momentos serán igual a cero. Como convención se considera positivo hacia arriba y hacia la derecha para la suma de fuerzas, y el sentido de giro horario para la suma de momentos.

En el eje Y se tiene a Q_{ad} y Rv . En el eje x al empuje E y a Rh . Llamando r al radio de la rueda queda:

$$\sum F_y = Q_{ad} - Rv = 0 \quad (1)$$

Por lo tanto,

$$Q_{ad} = Rv \quad (2)$$

$$\sum F_x = E - Rh = 0 \quad (3)$$

Por lo tanto,

$$E = Rh \quad (4)$$

E es la fuerza que se debe hacer para empujar esa rueda, por lo tanto, es la rodadura R . Y es igual a Rh , la sumatoria de todas las componentes horizontales de las tensiones normales del suelo.

Tomando como punto para la suma de momentos el eje de la rueda, aparecen dos fuerzas que hacen momento. Rh , con una distancia r , y Rv , con una distancia l . Q_{ad} y E no harán momento, ya que sus rectas de acción pasan por el eje de la rueda, por lo que su distancia al mismo es cero.

$$\sum M = Rh \times r - Rv \times l = 0 \quad (5)$$

Si se despeja R_h , que es justamente la Rodadura R (resistencia al avance), queda:

$$R_h = Rv \times l/r \quad (6)$$

Pero Rv es igual Qad , y l/r se denomina coeficiente de rodadura (k). Reemplazando queda:

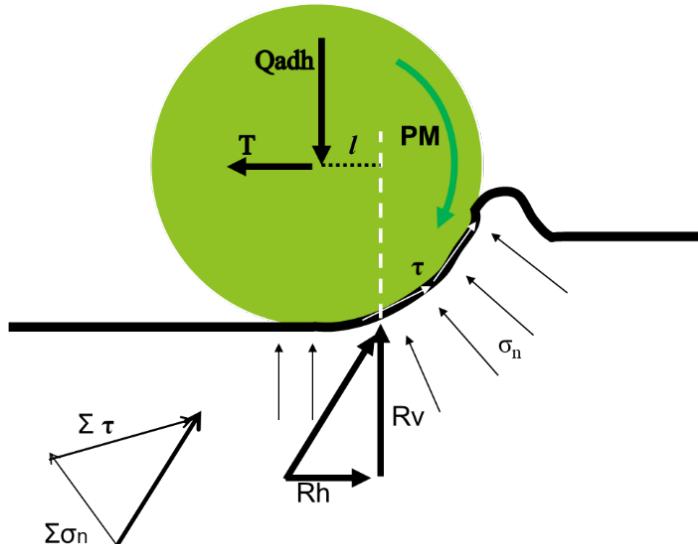
$$R = Qad \times k \quad (7)$$

Queda así claro que la R es un porcentaje del Qad . A mayor Qad habrá mayor R . Siendo l variable con el hundimiento, entra aquí en juego la condición del suelo. A mayor deformación del suelo mayor será l , y por lo tanto k y finalmente R . Empujar un vehículo más pesado, o sobre un suelo con menor capacidad portante cuesta más esfuerzo.

Es importante tener en cuenta que esta deducción es una simplificación de la realidad. Como se dijo antes la rueda se consideró rígida. En realidad, la rueda se deforma a medida que avanza. La pérdida total por rodadura tiene tres componentes de acuerdo con Bekker. Uno debido a la formación de huella o compactación (R_c), que es el componente más importante y el deducido anteriormente. Otro componente es debido a la deformación del neumático (R_t , la t por *tyre* de neumático en inglés) que no es rígido. Por último, un componente debido al suelo que se va soltando por delante de la rueda, formando una bufanda de tierra que la rueda debe empujar (R_b , por *bulldozing*, de pala que empuja en inglés). En la Figura 249 es la elevación del suelo que se aprecia por delante de la rueda.

A continuación, se analizan las fuerzas actuantes en una rueda motriz (Figura 250).

Figura 250: Rueda motriz del tractor, mostrando las fuerzas que actúan sobre la misma y el par motor (PM). Se observa la reacción del suelo resultante, como suma de la resultante de tensiones normales ($\Sigma\sigma_n$) y de la resultante de tensiones tangenciales ($\Sigma\tau$)



La rueda motriz recibe un par motor (PM) y además se le demanda un esfuerzo de tiro T . Recae sobre la misma un peso Qad . El suelo reacciona presentando tensiones normales (σ_n)

radiales que se oponen al hundimiento de la rueda, y tangenciales (τ), que deben contrarrestar el esfuerzo cortante que realiza la rueda con su par motor. La resultante de las sumatorias de tensiones normales y tangenciales se puede descomponer en R_v y R_h . En este caso R_h tendrá el sentido de avance de la rueda, oponiéndose al movimiento tangencial de la misma, para que el tractor pueda avanzar.

Suponiendo una velocidad constante de la rueda, se pueden aplicar las condiciones de equilibrio, donde las sumas de fuerzas y momentos serán igual a cero.

En el eje Y se encuentran Q_{ad} y R_v . En el eje X, el esfuerzo de tiro T y R_h . Siendo r el radio de la rueda queda:

$$\sum F_y = Q_{ad} - R_v = 0 \quad (8)$$

Por lo tanto,

$$Q_{ad} = R_v \quad (9)$$

$$\sum F_x = R_h - T = 0 \quad (10)$$

Por lo tanto,

$$T = R_h \quad (11)$$

Tomando como punto para la suma de momentos el eje de la rueda, se tiene el PM que recibe la rueda, y dos fuerzas que hacen momento: R_h , con una distancia r , y R_v , con una distancia l . Q_{ad} y T no harán momento, ya que sus rectas de acción pasan por el eje de la rueda, con lo que su distancia al mismo es cero. El PM hace un momento positivo (sentido horario), y R_h y R_v negativos (sentido antihorario).

$$\sum M = PM - R_h \times r - R_v \times l = 0 \quad (12)$$

El PM se puede expresar como $F \times r$, donde F es la fuerza disponible en el eje. Despejando queda,

$$F \times r = R_h \times r + R_v \times l \quad (13)$$

Pero R_v es igual a Q_{ad} , y R_h es igual a T . Reemplazando y despejando F queda:

$$F = T \times r/r + Q_{ad} \times l/r \quad (14)$$

La relación l/r es el coeficiente de rodadura k , por lo que resulta:

$$F = T + Q_{ad} \times k \quad (15)$$

Y, como se dedujo en la rueda conducida, el producto de Q_{ad} y k es igual a la rodadura R .

$$F = T + R \quad (16)$$

También se puede despejar T , es decir la fuerza disponible para traccionar.

$$T = F - R \quad (17)$$

Esta expresión es llamada Ecuación General de la Terramecánica. Implica que de la fuerza que llega al eje solo una parte estará disponible para hacer tracción, ya que siempre se deberá considerar una pérdida por rodadura. Puede verse que R podría igualar a F y si eso sucediera no quedaría fuerza disponible para traccionar. Esto podría ser así en suelos muy blandos, con muy poca fuerza ofrecida en el eje por haber elegido un cambio muy alto. Neumáticos finos y de poco diámetro agravarían la situación.

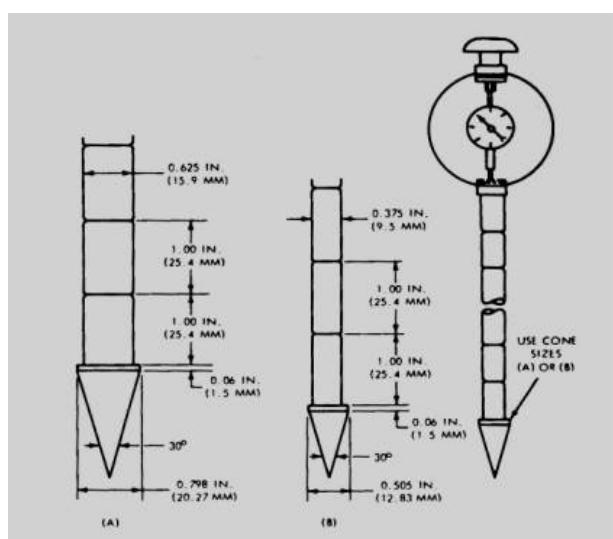
Estimación de la Rodadura

Existen modelos empíricos que permiten predecir el coeficiente de rodadura k , a partir de ciertos parámetros constructivos del tractor, y de una propiedad del suelo llamada índice de cono (IC).

El IC del suelo es la resistencia a la penetración (RP) promedio de las primeras 6 pulgadas del suelo (15,24 cm), medida con un instrumento llamado penetrómetro de cono. La forma más común de caracterizar el suelo a la compresión es a través de su resistencia a la penetración. El penetrómetro de cono es una varilla metálica con un cono en su extremo que tiene dos magnitudes, una más grande para suelos húmedos (blandos) y una más chica para suelos más firmes. El ángulo del cono es de 30° . El cono grande tiene un diámetro de 20,27 mm y el chico un diámetro de 12,83 mm. Presenta una celda de carga o aro (Figura 251) que permite determinar la fuerza necesaria para introducir el cono en el suelo. Dicha fuerza, relacionada con el área es un valor de presión llamado resistencia a la penetración y se expresa en kPa o MPa. Se considera que la profundidad mencionada de aproximadamente 15 cm es la que incide en la rodadura en suelos de moderada compactabilidad.

El penetrómetro de cono es un dispositivo de fácil utilización y permite hacer muchas mediciones en poco tiempo lo que facilita la obtención de un dato confiable, dada la alta variabilidad que tiene la resistencia a la penetración en distintos lugares del lote.

Figura 251: Penetrómetro de cono S.313.3



Es utilizado en investigación para detectar capas compactadas. El valor de índice de cono, IC, es usado en varias ecuaciones empleadas para predecir la rodadura. La resistencia a la penetración varía en gran medida con la humedad del suelo, por lo que debe acompañarse su determinación con el valor de humedad en cada estrato explorado. Los penetrómetros modernos tienen la ventaja de contar con un adquisidor de datos (*data logger*) que permite guardar los datos, para luego transferir la información a una computadora y analizarlos con bastante facilidad.

A partir del dato de IC de un suelo se puede inferir la condición mecánica del mismo según la clasificación de Tabla 7.

Tabla 7: Resistencia a la penetración y condición mecánica de distintos suelos

Clase de suelo	IC (kPa)	Condiciones mecánicas
0	> 2000	Sin huellas visibles. Pastura vieja muy seca
I	900 – 2000	Sin problemas de tracción. Rastrojo seco del año anterior
II	450 – 900	Condiciones pobres de tracción. Rastrojo blando o tierra consolidada suelta
III	200 – 450	Marginal para el tránsito, huellas muy profundas. Suelo recién labrado.

Un modelo empírico sencillo para predecir el coeficiente de rodadura k es el desarrollado por Wismer y Luth (1972). Este modelo aplica a tractores de dos ruedas motrices (2WD), con neumáticos de carcasa diagonal. Estos autores ensayaron numerosos tractores en suelos en diferentes condiciones y llegaron a la siguiente expresión para el cálculo de k:

$$k = \frac{1.2}{Cn} + 0,04 \quad (18)$$

Donde Cn es denominado valor numérico de la rueda, siendo un parámetro adimensional que se calcula a partir del IC del suelo, el ancho de la banda de rodamiento del neumático (b), el diámetro (d) de la rueda sin carga, y el peso adherente que recae sobre esa rueda (Qad/2), como sigue:

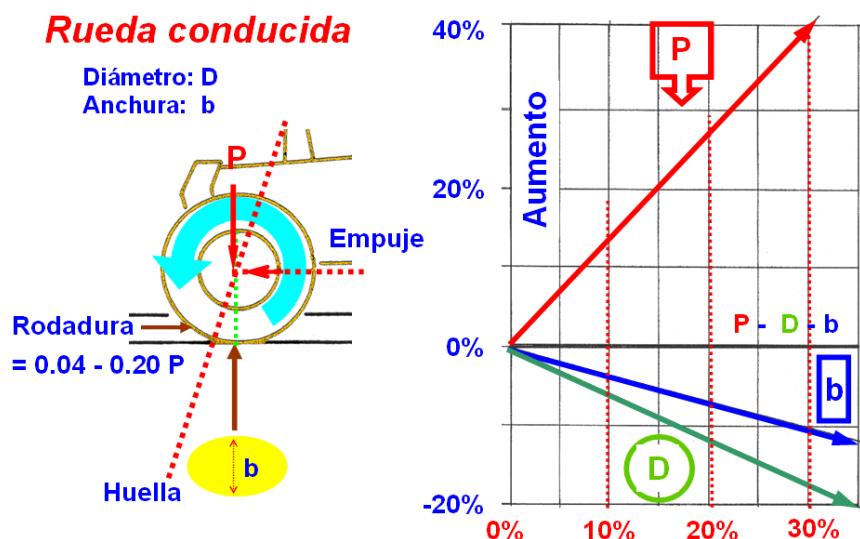
$$Cn = \frac{IC \times b \times d}{Qad/2} \quad (19)$$

Es decir que Cn depende fundamentalmente del valor de RP del suelo. Varía normalmente entre 10 y 50 para suelos blandos o firmes respectivamente.

De la ecuación 18 se puede deducir que aun en condiciones de suelo muy duro, una ruta asfaltada (Cn tiende a infinito) k será como mínimo 0,04. Es decir, que como mínimo la Rodadura tendrá un valor del 4 % del Qad del tractor.

En la Figura 252 se muestran los parámetros de los cuales depende R (P por peso que recae sobre la rueda, b y D por ancho y diámetro del neumático), y como varía R con variaciones porcentuales de los mismos. Se puede ver que al aumentar el Peso la Rodadura aumentará en igual proporción, lo cual es lógico ya que la rodadura es un porcentaje del peso. Es decir, que R depende linealmente del Peso del tractor. En cuanto a b y D , ambos hacen disminuir R , al aumentar la superficie de pisada, disminuyendo así el hundimiento del tractor, la formación de huella, y la rodadura. Sin embargo, puede verse que el aumento del diámetro es más efectivo en disminuir la rodadura que el aumento del ancho b . Esto es debido, a que en la medida que se aumenta el ancho de pisada “ b ” comienza a crecer el efecto “bulldozing”, la componente R_b de la rodadura, la cantidad de suelo (bufanda) que la rueda deberá empujar.

Figura 252: Dependencia de la Rodadura R con el peso P que cae sobre la rueda, y con el ancho b y el diámetro D de la rueda (Adaptado de Márquez Delgado, 2012)



Puede verse que para reducir la rodadura se le deben quitar lastres al tractor, para que esté más liviano y se hunda menos, sobre todo en condiciones de suelos deformables, recién labrados o muy húmedos (la rodadura es muy importante en labranza secundaria, cuando luego de realizar la labranza primaria se debe transitar el suelo recién labrado y blando para refinarlo). Podría pensarse que al quitar lastres aumentará la otra pérdida de potencia variable que es el patinamiento, pero es raro que ambas pérdidas se den en forma simultánea. Por otro lado, aumentar la superficie de apoyo con neumáticos de mayor diámetro o ancho, o colocando duales, va a ayudar a reducir ambas pérdidas, pero este cambio es muy costoso y por ello difícil de implementar.

La Rodadura es una fuerza que debe hacer el tractor para auto transportarse que genera una pérdida de potencia. La potencia perdida por rodadura (N_k) se calcula como el producto de R por la velocidad teórica de avance (V_t).

$$N_k = R \times V_t \quad (20)$$

Para una misma R, a medida que se aumenta la velocidad, aumentará la pérdida de potencia por Rodadura (no la fuerza de rodadura, pero si la potencia perdida por rodadura). Así como la pérdida de potencia por patinamiento está relacionada con bajas velocidades y grandes esfuerzos de tracción, la pérdida de potencia por rodadura es más importante en tareas livianas sobre suelos deformables y a mayores velocidades (labranza secundaria).

Medición a campo de la rodadura

Para medir la rodadura a campo de un tractor se debe contar, además del tractor al cual se le quiere determinar su R, de otro tractor que lo va a tirar, y de un dinamómetro, es decir un medidor de fuerzas, que se colocará en la linga que vincule a ambos tractores (Figura 253). El tractor al cual se le medirá la rodadura debe estar en punto muerto, y será arrastrado por el otro tractor que irá por delante del mismo. Es muy importante que el tractor que va detrás no circule por la misma huella del de adelante. Si así lo hiciera se encontraría con la huella ya formada, suelo más firme, y erróneamente se medirían valores más bajos de rodadura (se subestimaría).

Mientras el tractor va siendo arrastrado, se mide el valor que indica el dinamómetro, que es precisamente la fuerza de rodadura. Este procedimiento se puede repetir en distintas superficies, como suelo firme o camino (donde se medirá una fuerza baja), suelo recién labrado (donde se medirá una fuerza elevada), con diferentes coberturas o en días en el que el suelo tenga diferentes contenidos de humedad.

Figura 253: Determinación a campo de la resistencia al avance o Rodadura R. El tractor al cual se le determina R es el que va siendo arrastrado, en la figura se indica con un círculo rojo. Cerca de la barra de tiro del tractor de adelante se observa el dinamómetro que medirá la fuerza



A modo de resumen se pueden responder las siguientes preguntas sobre el tema.

¿Qué es la Rodadura?

La rodadura es una pérdida de potencia vinculada con la deformabilidad del suelo. El suelo es blando y ante el elevado peso del tractor y las máquinas se comprime formando huellas. Cuanta más huella forme un tractor más gasto de rodadura tiene y debe hacer más fuerza para llevarse a sí mismo.

¿En qué situación hay mucha rodadura?

Existe mucha rodadura cuando el suelo está blando por elevada humedad o porque hace poco se hicieron trabajos de labranza.

En las operaciones de labranza secundaria (refinación del suelo, trabajo con rastras de discos, cultivadores) se maximizan estas pérdidas.

¿Cómo se reduce la rodadura?

Para reducir la rodadura se puede recurrir a aumentar la superficie de apoyo (neumáticos de mayor ancho, más diámetro, duales) y reducir el peso del tractor (quitando lastres metálicos, hidroinflado). Además de reducir la rodadura, al quitarle peso, se disminuirá la compactación del suelo y las labranzas realizadas perdurarán por más tiempo.

¿Si se sacan lastres para reducir la rodadura no aumenta el patinamiento?

Hay mucha pérdida por rodadura cuando el suelo está blando, recién labrado. En esta situación, las operaciones que se hagan sobre el suelo no demandarán mucho esfuerzo de tiro ya que el suelo está flojo. En consecuencia, el patinamiento no será un problema y no habrá necesidad de que el tractor esté lastrado.

Recuérdese que el patinamiento se produce cuando se realizan esfuerzos de tiro elevados (labranzas primarias, descompactación, siembra directa)

¿Si se ponen lastres para reducir el patinamiento no aumenta la rodadura?

Cuando se van a hacer trabajos de labranza primaria se trabaja en un suelo firme, que hace mucho que no se trabaja y en consecuencia no se forma mucha huella. Por eso agregar lastre en esa situación reduce mucho el patinamiento y no incrementa demasiado la rodadura.

¿En qué situación la rodadura puede anular el tiro?

Si el suelo está blando, y los neumáticos son pequeños (poco diámetro y ancho de pisada) y el tractor es pesado la Rodadura será alta. Si se coloca una marcha alta (con poca fuerza disponible en el eje), la R puede anular el Tiro disponible.

Daniel Ferro

Curvas de tracción

Los tractores agrícolas que se encuentran en el mercado son diseñados, en su mayoría, para ser utilizados como fuente de potencia en implementos que demandan elevados esfuerzos de tracción. Dentro de estos implementos se pueden mencionar, principalmente, a los utilizados en labranza primaria de suelos para mejorar el lecho de raíces donde se desarrollarán los cultivos y en siembra directa.

La prestación que puede ofrecer un tractor en materia de tracción depende, principalmente, de características del tractor como su diseño tráctivo (2WD, FWA, 4WD), su peso y posibilidad de lastrado, de las características del motor (potencia, par motor, reserva de par), de las características de las transmisiones (tipo de caja de cambios, diferencial, mandos finales), del tipo de enganche y posibles regulaciones (barra de tiro, tres puntos) y del rodado del vehículo (tipo, tamaños, presión de inflado). Sin embargo, la capacidad tractiva no solamente depende de las características del tractor, sino que también influyen la capacidad portante del suelo, las interacciones que se generen en la relación rueda-suelo, las características del implemento que se acople y de las regulaciones tractor-apero.

El desafío en la utilización de tractores para labores que demandan elevados esfuerzos de tracción es aprovechar la mayor parte de la potencia mecánica rotacional ofrecida en el motor a régimen nominal (Nm), por la que se identifica al tractor, en forma de potencia mecánica lineal en la barra de enganche o en el tres puntos, conocida esta última como potencia en la barra (Nb). Al igual que toda expresión de potencia lineal, la Nb se puede calcular como el producto entre una componente fuerza, asociada al esfuerzo de tiro demandado por el implemento (T), y una componente velocidad, asociada a la velocidad real de avance (Vr).

La Nb se calcula como el producto entre T y Vr. La constante 270 se utiliza para la conversión de unidades.

$$Nb \text{ (CV)} = \frac{T \text{ (kg)} * Vr \text{ (km/h)}}{270}$$

Esfuerzos

El esfuerzo de tiro (T) depende de las características del implemento que se acople y sus regulaciones, del tipo y forma de enganche, del suelo y, en ocasiones, de la velocidad de labor. La magnitud y variación de este parámetro en el tiempo serán parámetros importantes para tener en cuenta en la toma de decisiones y recomendaciones que se realicen a campo. En esta oportunidad, se analizará cómo influye la magnitud de T, y su interacción con otras variables, que definen la capacidad tractiva de un tractor.

El avance del conjunto tractor-apero se puede analizar mediante una sumatoria de fuerzas. Para que ocurra, el tractor debe superar las fuerzas que se oponen al movimiento. En este marco, es necesario entender que T no es la única fuerza que deba vencer el tractor para su desplazamiento, sino que también existe otra demanda de esfuerzo que se relaciona con la fuerza que debe realizar el propio tractor para su autotransporte. Esta última fuerza se conoce como rodadura (R), y dependerá del peso adherente del tractor (Qad) y de un coeficiente de rodadura (k) definido por el peso del tractor, los neumáticos y la capacidad portante del suelo. La R es una pérdida de fuerza que deben realizar las ruedas del tractor pero que no implica necesariamente un aprovechamiento en la tracción de los implementos.

La R se calcula como el producto entre Qad y k.

$$R = Qad \times k$$

El Qad, por su parte, puede entenderse como la reacción normal que genera el suelo en las ruedas motrices del tractor que condiciona la resistencia al corte del suelo y, en consecuencia, el avance del tractor. El Qad se compone de la suma de las fuerzas estáticas que recaen en los ejes motrices del tractor conjuntamente con el incremento que pueda generarse debido a transferencias de peso en el mismo tractor o desde el apero. El Qad puede estimarse en función del diseño del tractor (2WD, FWA, 4WD) y del tipo de implemento que se enganche.

Entonces, la fuerza mínima que debe generarse en las ruedas del tractor se conoce como fuerza demandada (F_d), y se compone por T y R.

La F_d se calcula como la sumatoria de T y R.

$$F_d (kg) = T(kg) + R(kg)$$

Por otro lado, la fuerza que pueden realizar las ruedas del tractor se conoce como fuerza ofertada (F_o). Las transmisiones del tractor cumplen un rol importante en la definición de la F_o debido a que se encargan de incrementar el par del motor a medida que se transporta la energía, a costa de reducir la velocidad del eje de la rueda. Este último parámetro se conoce como relación de transmisión total (rtt) y depende del diseño del tractor y de la marcha seleccionada en la caja de cambios.

La rtt se calcula como el cociente entre el régimen del motor (nm) y el régimen de la rueda (neje).

$$rtt = \frac{nm}{neje}$$

Continuando con el análisis de F_o en las ruedas, hay que considerar que las trasmisiones demandan energía para su propio funcionamiento. Los engranajes intervinientes en las trasmisiones necesitan generar rozamientos entre ellos para transportar la energía desde el motor a las ruedas. El rozamiento de las trasmisiones genera calor y, consecuentemente, existen pérdidas de energía. La pérdida de energía es equivalente a trabajo.

En este sentido, la eficiencia que tienen las trasmisiones del tractor para transportar la energía puede calcularse como la relación entre la potencia que llega al eje de la rueda (N_{eje}) respecto a la potencia del motor que le dio origen (N_m). Este cociente se conoce como eficiencia de transmisión total (η_{tt}) y dependerá, en parte, de los diseños tractivos.

La η_{tt} se calcula como el cociente entre la N_{eje} y la N_m

$$\eta_{tt} = \frac{N_{eje}}{N_m}$$

La F_o , entonces, dependerá también de cuán eficiente sean las trasmisiones para transportar la energía desde el motor a las ruedas. Para terminar de calcular la F_o que podrán realizar las ruedas del tractor a régimen nominal, deberá conocerse la distancia que existe entre el eje y el suelo. Esta última distancia se conoce como radio bajo carga (rbc) y dependerá del tipo de rodado del eje motriz, de la presión de inflado y de la carga normal a la que estén sometidas las ruedas. Es importante destacar que en el cálculo de la F_o se considera que el motor trabaja a potencia nominal, es decir, a régimen nominal (n_{mnom}) y a par motor nominal (P_{mnom}).

La F_o se calcula como el producto entre el P_{mnom} , la rtt y la η_{tt} , sobre el rbc.

$$F_o \text{ (kg)} = \frac{P_{mnom} \text{ (kgm)} * rtt * \eta_{tt}}{rbc \text{ (m)}}$$

Por otro lado, es necesario entender que la F_d es la fuerza que finalmente las ruedas del tractor deberán hacer para poder tirar y autotransportarse. Puede establecerse una relación entre la F_d y la F_o que pueda generar el tractor en la marcha seleccionada. Esta relación se conoce como porcentaje de carga (% de Carga) y es un parámetro importante que define la condición de trabajo a la que estará sometido el tractor.

$$\text{Carga (\%)} = \frac{F_d}{F_o} * 100$$

En aquellas ocasiones donde el % de Carga sea menor al 100%, el motor se encontrará trabajando en la zona de acción del regulador (ZAR) a un régimen levemente mayor, pero considerado similar al régimen nominal. En aquellos casos donde el % de Carga supere levemente el 100%, el motor se encontrará trabajando por debajo del régimen nominal, en la zona de sobrecarga estable (ZSE). En casos extremos, si el % de Carga se eleva demasiado, es factible que el motor comience a trabajar en la zona de sobrecarga inestable (ZSI) con altas probabilidades de pararse o calarse ante pequeños incrementos de T y/o R. Siempre se buscará que el tractor trabaje con el motor en la ZAR,

es decir, en % de Carga menores al 100% e incluso al 90% y, en función de la reserva de par, más o menos alejados (con baja o alta reserva de par respectivamente).

Velocidad

El tractor debe generar la suficiente fuerza en la rueda para superar la demanda de esfuerzos del implemento y del autotransporte. Dichos esfuerzos deben ser menores a los capaces de realizar por la rueda del tractor en la marcha seleccionada a régimen nominal. Sin embargo, la Nb también incluye un parámetro que se relaciona con la velocidad que se analizará a continuación.

La rtt (definida en cada marcha) influye en la Fo, siendo importante en el incremento de la Fo, pero necesariamente también influye en la misma medida, en la reducción del régimen de la rueda, es decir, en su velocidad angular. La velocidad lineal que se genera en la rueda se conoce como velocidad teórica (V_t). Por definición, la V_t es la velocidad tangencial de la rueda, la velocidad a la que se desplazaría el tractor en cada una de las marchas a régimen nominal cuando no existe patinamiento. Las velocidades teóricas en cada marcha vienen detalladas en el folleto del tractor.

La velocidad teórica depende del régimen del motor (nm), del radio bajo carga (rbc) y de la rtt de la marcha seleccionada en la caja de cambios del tractor. La constante se utiliza para la conversión de unidades (60 seg/min).

$$V_t \text{ (m/s)} = \frac{2 * \pi * rbc(m) * nm(rpm)}{rtt * 60}$$

El nm, sin embargo, dependerá del punto donde el operario coloque el acelerador, del regulador del motor y/o del % de Carga que se le demande al motor del tractor. El % de Carga, como se ha visto, define la zona de trabajo del motor (ZAR, ZSE, ZSI). En aquellas condiciones donde el porcentaje de Carga supere el 100%, el motor se encontrará trabajando en la ZSE o ZSI a un régimen menor a n_{nom} y, consecuentemente, a una menor velocidad teórica.

La vinculación entre la rueda y el suelo es compleja. En la medida que la rueda necesita hacer tracción sobre el suelo, el suelo genera una fuerza contraria, alcanzando situaciones donde se deforma y se corta. El corte del suelo se relaciona con el patinamiento del tractor (s), y será mayor en la medida que se incrementen los esfuerzos de tracción demandados. El corte del suelo depende de características propias del suelo y de su condición física, dando mayor o menor capacidad de tracción.

El patinamiento (s) es la reducción en la velocidad de avance debida al corte del suelo que provoca un deslizamiento de la rueda. La rueda no alcanza a desplazarse el valor de su perímetro bajo carga. En términos comparativos, la V_t siempre será mayor a la velocidad real de avance en el conjunto tractor-apero (V_r).

El patinamiento s puede calcularse como la relación porcentual entre la reducción de la velocidad y la V_t .

$$s(\%) = \frac{(Vt - Vr)}{Vt} * 100 = \left(1 - \frac{Vr}{Vt}\right) * 100$$

La V_r depende de la velocidad teórica (V_t) y del patinamiento (s).

$$V_r (km/h) = V_t(km/h) * (1 - s)$$

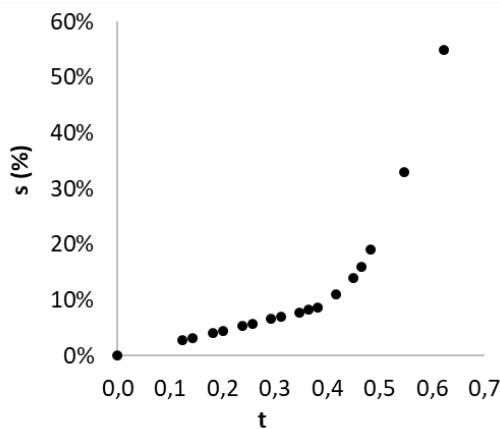
El estudio de s es complejo debido a que depende de variables relacionadas con el tractor, el implemento, el conjunto tractor-apero, el suelo, la interacción rueda-suelo e implemento-suelo, entre otros. Paralelamente, el suelo es un sustrato deformable, heterogéneo y variable en tiempo y espacio que complejiza el estudio. En condiciones medias de suelos productivos, el patinamiento existirá siempre y cuando exista esfuerzo de tiro T y será mayor en la medida que este parámetro aumente. Adicionalmente, puede asegurarse que, en condiciones medias de suelos productivos, el patinamiento dependerá inversamente del peso adherente del tractor (Q_{ad}).

Los estudios acerca de la relación entre s , T y Q_{ad} son cuantiosos y complejos. Muchos autores han encontrado que es posible predecir el valor de patinamiento en condiciones medias de suelo llegando al denominado “Coeficiente de Tracción” (t). Existe una relación entre s y t , en donde se observaría un comportamiento lineal en valores bajos y una relación exponencial en valores más altos (Figura 254).

El t relaciona el T y el Q_{ad} .

$$t = \frac{T}{Q_{ad}}$$

Figura 254: Relación entre t y s para un suelo determinado



Eficiencia Tractiva

La manera de evaluar el desempeño en la capacidad tractiva de un tractor se conoce como eficiencia tractiva global (η_{TG}) y eficiencia tractiva neta (η_{TN}).

La η_{TG} relaciona la N_b respecto a la N_m .

$$\eta_{TG} = \frac{Nb}{Nm}$$

La η_{TN} , por su parte, relaciona la Nb respecto a la potencia que llega al eje de la rueda (Neje).

La η_{TN} se calcula como el cociente entre Nb y Neje

$$\eta_{TN} = \frac{Nb}{Neje}$$

La Neje puede considerarse como la potencia que llega efectivamente al eje de la rueda y dependerá de la potencia en el motor (Nm) y de la potencia que insuman las transmisiones para su propio funcionamiento, conocida esta última como potencia perdida por transmisiones (Nt).

La potencia en el eje se calcula como la diferencia entre Nm y Nt.

$$Neje = Nm - Nt$$

La potencia perdida en transmisiones (Nt) será una pérdida de potencia fija, que dependerá de la η_{tt} . Los valores de η_{tt} , en términos generales, oscilan entre valores de 0,85 para tractores de diseño 4WD y 0,9 para tractores de diseño 2WD.

La potencia perdida en transmisiones se puede calcular como:

$$Nt = Nm \times (1 - \eta_{tt})$$

Continuando con el análisis de Neje también puede calcularse como el producto de la Fo y la Vt.

$$Neje (CV) = \frac{Fo (kg) * Vt (km/h)}{270}$$

La η_{TG} incluye en el valor final a la η_{tt} ; mientras que la η_{TN} no la tiene en cuenta.

La η_{TN} será igual al cociente entre la η_{TG} y la η_{tt} .

$$\eta_{TN} = \frac{\eta_{TG}}{\eta_{tt}}$$

Respecto a la η_{TN} , también es factible estimarla a partir de los parámetros t, s y k, siempre y cuando el motor se encuentre trabajando al 100% de Carga.

$$\eta_{TN} = \frac{Nb}{Ne} = \frac{T * Vr}{Fo * Vt}$$

Igualando Fo a Fd

$$\eta_{TN} = \frac{T * Vr}{Fd * Vt}$$

Como T se relaciona con t y Qadh; Vr se relaciona con Vt y s y Fd se relacionan con T y R. Se puede reemplazar la expresión por:

$$\eta TN = \frac{t \times Qadh \times Vt \times (1-s)}{(T+R) \times Vt} = \frac{t \times Qadh \times Vt(1-s)}{(t \times Qadh + k \times Qadh) \times Vt} = \frac{t \times Qadh \times Vt \times (1-s)}{Qadh \times (t+k) \times Vt}$$

Se simplifica Qadh y Vt de la ecuación

$$\eta TN = \frac{t \times (1-s)}{t+k}$$

De la ecuación anterior se desprende que habrá mayor eficiencia tractiva neta cuando mayor sea t, menor sea s, cuando menor sea k. Sin embargo, hay que recordar que los tres parámetros no son independientes, sino que están fuertemente relacionados.

Finalmente, si se puede calcular ηTN a partir de t, s y k y a su vez la ηTN es igual al cociente entre ηTG y ηtt , será factible calcular la ηtt a partir de t, s, k y ηTG

$$\eta TN = \frac{t \times (1-s)}{t+k} = \frac{\eta TG}{\eta tt}$$

$$\eta tt = \frac{(t+k) \times \eta TG}{t \times (1-s)}$$

La capacidad tractiva del tractor, entonces, es un aspecto importante para considerar y conocer en la toma de decisiones para conformar conjuntos armónicos al momento de la compra y de la elección para realizar distintas labores. No obstante, en la realidad se ponen en juego variables externas a las propias características del tractor que interfieren en su desempeño y, en consecuencia, es necesario encontrar situaciones homogéneas que permitan comparar diferentes tractores, establecer estándares y contar con información confiable para tomar decisiones. Esta situación ha sido tenida en cuenta por organismos encargados de realizar ensayos de tracción y han generado normas que permiten realizar evaluaciones robustas, comparables y repetibles.

Curvas de tracción

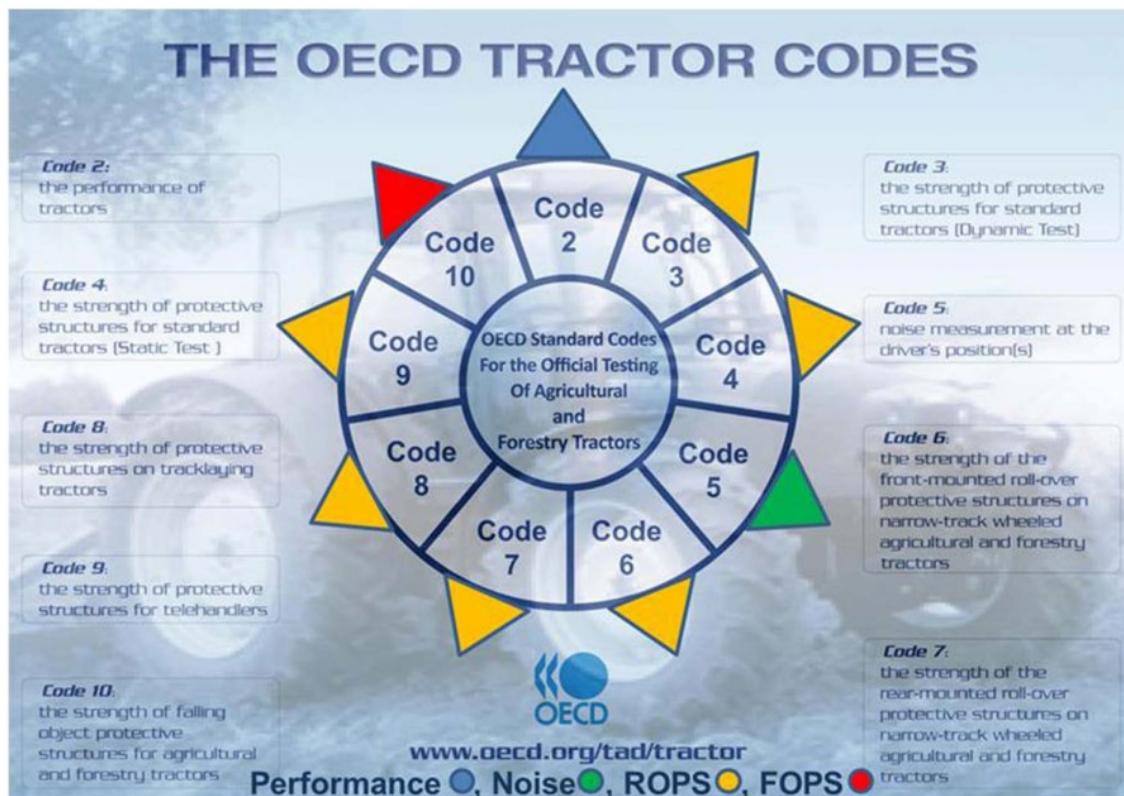
Las primeras evaluaciones de la capacidad tractiva de los tractores de ruedas se realizaron en Lincoln, Nebraska, Estados Unidos. Inicialmente, se evaluaba cuál era la cantidad de rejas que podría tirar un tractor y en qué cambio lo hacía. Estos ensayos, sin embargo, no cumplían con la característica de ser comparables entre tractores ni repetibles pues el sustrato suelo es variable (en tiempo y espacio), y, en consecuencia, también los resultados. A partir de ello, se crearon normas de ensayo estandarizadas.

Ensayos Normalizados

Los ensayos normalizados para evaluar la capacidad tractiva fueron generados por la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE, 2023a) que ha establecido las

normas de ensayo para evaluar la prestación de los tractores denominadas “Pruebas Oficiales del Desempeño de Tractores Agrícolas y Forestales” (OECD Standard Codes for the Official Testing Of Agricultural and Forestry Tractors), detalladas en el Código 2 “Desempeño de los Tractores” (The Performance of Tractors, Figura 255) que han regido a partir de 1959 (OCDE, 2023b). Los ensayos oficiales son realizados por diferentes laboratorios certificados, siendo uno de ellos el de la DLG (*Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft*, Sociedad Agrícola Alemana) (DLG, 2023) y los tractores en la actualidad deben someterse a ellos para su comercialización.

Figura 255: Códigos de Tractores de la OCDE (OCDE, 2019)



El Código 2 de la OCDE contempla ensayos obligatorios y opcionales. Dentro de los ensayos obligatorios se encuentra la evaluación de la potencia y consumo de combustible del motor a través de la toma posterior de la potencia (*The Power take-off power output and the correlating fuel consumption available under stationary conditions*), la potencia y consumo de combustible en la barra de tiro (*Drawbar Power Output and Fuel Consumption on an unballasted tractor*) y la potencia hidráulica y capacidad de elevación (*Hydraulic Power Output and Hydraulic Lift Capacity*). En esta oportunidad el análisis se centrará puntualmente en los ensayos relacionados con la capacidad de tracción en tractores de ruedas: evaluación de potencia y consumo de combustible en la barra de tiro.

La norma para evaluar la potencia y consumo de combustible en la barra de tiro de los tractores de la OCDE establece que los ensayos se realicen con el tractor sin lastre (la evaluación del tractor lastrado es opcional) y que se realicen sobre pistas de un sustrato rígido (concreto o asfalto), considerado indeformable y con una granulometría definida (situación controlada). Es

evidente entonces, que el desempeño de los tractores en las pistas de ensayo no puede ser comparable al desempeño sobre suelos productivos, pero permite cumplir con el requisito de pruebas repetibles y comparables. Más aún, el resultado de estos ensayos es sumamente interesante para la empresa fabricante del tractor ya que, al ser un sustrato rígido e indeformable, se somete al tractor a esfuerzos mucho mayores respecto a los que podrá realizar sobre suelos productivos antes que el suelo se corte y el tractor patine. Este ensayo es sumamente interesante para evaluar la resistencia de los materiales y el diseño de las transmisiones, del embrague y del motor, fundamentalmente. El sometimiento de los tractores a mayores esfuerzos respecto a los que tendrá que afrontar en labores agrícolas y forestales permite garantizar que tendrá la suficiente robustez para realizar las labores sin complicaciones.

En relación con la metodología empleada, en el ensayo se acopla un carro/camión dinamométrico a la barra de tiro del tractor que se encarga de generar y registrar esfuerzos crecientes de T de forma horizontal (Figura 256).

Figura 256: Camión dinamométrico utilizado para la prueba de tracción (OCDE, 2019)



Se deberá colocar la barra de enganche de forma paralela al suelo, indicar la altura de acople a la barra de tiro y corroborar que no exista una trasferencia de peso desde el eje delantero mayor al 20%. También se deben especificar los neumáticos utilizados y su presión de inflado, y se registrarán en paralelo los valores de velocidad del ventilador del motor, temperatura del combustible, temperatura del refrigerante del motor, temperatura del aceite del motor, temperatura ambiente (que no debe superar los 35°C), humedad relativa del ambiente y presión atmosférica al momento del ensayo ya que son parámetros que pueden modificar los resultados obtenidos. Las variables mencionadas anteriormente influyen en la magnitud y distribución del peso adherente del tractor y en el rendimiento del motor, principalmente. En términos generales, en las pruebas se registran los valores de esfuerzo de tiro y velocidad real de avance (T , V_r), régimen

del motor (nm), patinamiento (s) y consumo horario de combustible (Ch), y con esos datos se calcula la potencia en la barra (Nb) y el consumo específico de combustible (Ce).

El Ce es un parámetro de interés ya que relaciona el consumo horario (Ch) respecto a la Nb obtenida en cada caso. El coeficiente tiene el objetivo de evidenciar la cantidad de combustible que se necesita para generar el trabajo en la barra del tractor equivalente a una unidad de potencia en el tiempo. En otras palabras, un menor Ce evidencia que se necesita una menor cantidad de combustible para hacer el trabajo, resultando en menores costos.

El Ce se calcula como el cociente entre Ch y Nb

$$Ce \text{ (g/kWh)} = \frac{Ch \text{ (g/h)}}{Nb \text{ (kW)}}$$

La norma de ensayo respecto al desempeño del tractor en su capacidad de tracción establece diferentes apartados. En el primer apartado se realizan ensayos que se denominan de cargas crecientes, mientras que en el segundo apartado se realizan ensayos de consumo de combustible.

Ensayo de cargas crecientes (*Maximum power in selected gears*)

A modo de ejemplo se mencionará el ensayo realizado al tractor de marca John Deere® modelo 6300 (JD6300), de diseño FWA, Nm de 57,9 kW con inyección mecánica de combustible y peso sin lastre de 4215 kg. Este tractor se ensayó bajo las normas OCDE en el Laboratorio de Pruebas de Tractores de la Universidad de Nebraska -Lincoln, Estados Unidos, en junio del año 1994. El boletín de ensayo emitido se denomina “Nebraska Summary: S157 John Deere 6300” (Nebraska Tractor Test Lab, 1994).

Figura 257: Tractor JD6300



En el primer apartado de cargas crecientes se somete al tractor a incrementos de T hasta que alcance valores de patinamiento del 15%, en marchas que brinden V_t a n_{nom} entre 2,5 y 17,5 km/h. La condición de patinamiento se debe a que, según los estudios realizados, en ningún caso se podrá alcanzar la máxima η_{TG} en tractores de ruedas con patinamientos superiores al valor mencionado; y las marchas seleccionadas se deben a que el rango de velocidades mencionadas considera las velocidades acordes a la mayoría de las labores agrícolas que demanden elevados esfuerzos de tracción. En este apartado se registrarán los valores de T, V_r , régimen del motor (nm), s y Ch, y se calculan los valores de Nb y Ce. Sin embargo, el principal objetivo de este ensayo es identificar cuál es la marcha que genera la mayor Nb, y cuáles son los valores de T, V_r y s en esa situación.

En la Tabla 8 se observan los resultados del ensayo del tractor JD6300. El título de la tabla menciona que el ensayo es realizado en la barra de tiro (*Drawbar Performance*, Desempeño en la barra) mencionando las características del tractor durante el ensayo que se encontraba sin lastre y con la tracción delantera acoplada (*Unballasted-Front Drive Engaged*) y que el ensayo se realizó a potencia máxima en los cambios seleccionados (*Maximum Power in Selected Gears*). En las filas de la tabla se presentan los diferentes cambios ensayados (*gear*) y en las columnas se encuentran los resultados medidos de los distintos parámetros: Nb (*Power Hp*), T (*Drawbar pull*), V_r (*Speed*), nm (*Crank-shaft speed*), s (*Slip*), Ce (*Fuel Consumption*). Las restantes columnas hacen referencia a temperaturas y presiones medidas durante el ensayo.

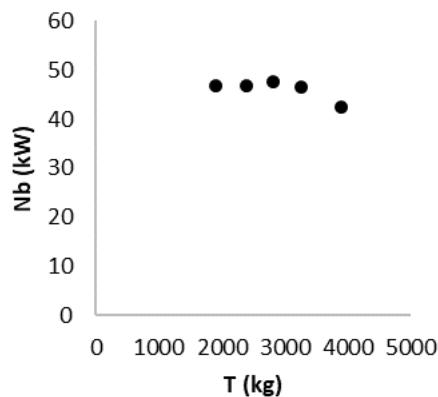
Tabla 8: Ensayo de cargas crecientes en el tractor JD6300.

**DRAWBAR PERFORMANCE
(UNBALLASTED—FRONT DRIVE ENGAGED)
MAXIMUM POWER IN SELECTED GEARS**

Power Hp (kW)	Drawbar pull lbs (kN)	Speed mph (km/h)	Crank- shaft speed rpm	Slip %	Fuel Consumption lb/hp.hr (kg/kW.h)	Hp.hr/gal (kW.h/l)	Temp. ^o F (°C) cool- ing med	Air dry bulb	Barom. inch Hg (kPa)
4th (1B) Gear									
56.9 (42.4)	8590 (38.20)	2.48 (4.00)	2340	15.1	0.523 (0.318)	13.22 (2.60)	172 (78)	37 (3)	29.6 (100.3)
5th (2B) Gear									
62.2 (46.4)	7190 (31.98)	3.24 (5.22)	2104	11.9	0.488 (0.297)	14.16 (2.79)	178 (81)	37 (3)	29.6 (100.3)
6th (1C) Gear									
64.0 (47.7)	6220 (27.66)	3.86 (6.21)	2109	9.4	0.475 (0.289)	14.54 (2.86)	176 (80)	32 (0)	29.7 (100.5)
7th (3B) Gear									
62.9 (46.9)	5285 (23.51)	4.46 (7.18)	2099	7.9	0.483 (0.294)	14.29 (2.81)	176 (80)	37 (3)	29.6 (100.3)
8th (2C) Gear									
62.8 (46.8)	4175 (18.56)	5.64 (9.08)	2106	5.5	0.483 (0.294)	14.30 (2.82)	180 (82)	34 (1)	29.6 (100.3)

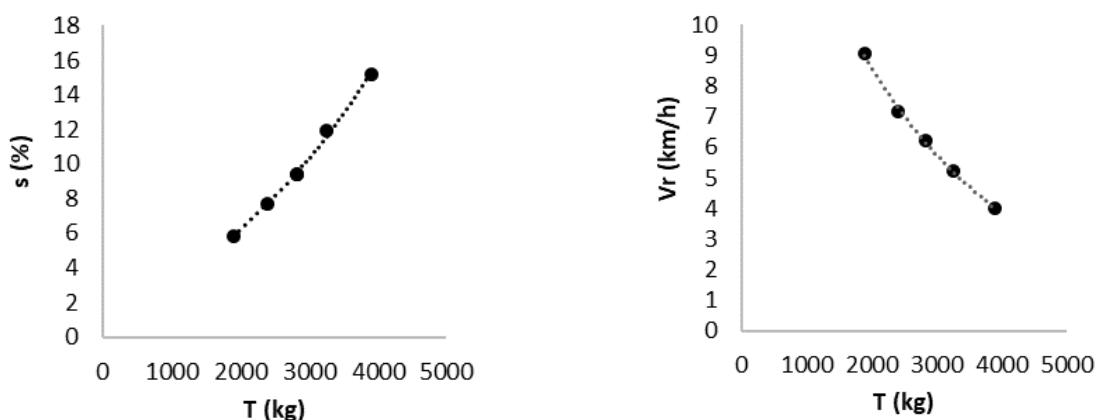
En el JD6300 se evaluaron 5 marchas, desde la 4ta (1B) hasta la 8va (2C), abarcando V_r entre 4,00 y 9,08 km/h y s entre 5,5 y 15,1 % (Tabla 8). En este ensayo se identifica que la marcha 6ta (1C) permitió alcanzar la N_b máxima con valores de 47,7 kW, con un T de 27,66 kN (2823 kg) y un s de 9,4%. En la Figura 258 se graficaron los valores de N_b respecto a los T alcanzados en el punto donde cada marcha consiguió la máxima N_b , y se puede ver que un T de 2823 kg permitió maximizar la N_b (6ta, 1C).

Figura 258: Relación entre T (kg) y N_b (kW)
en ensayo de cargas crecientes del JD6300



Por otro lado, puede visualizarse en la Figura 259 como se incrementa s a medida que se incrementa T . Como es dable esperar, a medida que T aumenta, los valores de s se incrementan en forma lineal para luego comenzar a ser exponencial.

Figura 259: Relación entre s (%) y T (kg) (Izquierda), y entre V_r (km/h) y T (kg) (Derecha) obtenidos en el ensayo de cargas crecientes del JD 6300



Si se relacionan los parámetros medidos en esta prueba se encuentra una η_{TG} de 0,824%, t de 0,57 (estimando el Q_{ad}) y s de 9,4%. No se encontrarán estos valores elevados de

capacidades tractivas en suelos productivos, pero aun así es información valiosa para entender y estudiar el desempeño del tractor ante la demanda de esfuerzos de tracción.

Los resultados de los ensayos en pista pueden ser utilizados para estimar otros parámetros de los tractores. Existe una relación muy estrecha entre η_{TG} , s, t, k y η_{tt} . El parámetro t puede ser calculado en los ensayos a partir del cálculo de Qad (considerando el peso estático en las ruedas motrices y T); s es un parámetro que se mide para cada T, la η_{TG} se puede calcular. Se llega a una ecuación con dos incógnitas: η_{tt} y k. Sin embargo, el factor k, es una variable que depende fundamentalmente de la dureza del suelo, y en menor medida del rodado y el Qad. En este sentido y en los ensayos en pista, puede estimarse que este valor se acercará a los valores mínimos registrados, pues el suelo donde se realiza el ensayo se considera un sustrato rígido e indeformable. El menor valor de k es de 0,04 y, si se toma este valor como real en los ensayos en pista, será factible poder estimar el valor de η_{tt} .

En el JD6300 se evidenció que la marcha 6ta (1C) permitió alcanzar la Nb máx con un t de 0,57, s de 9,4% y η_{TG} de 0,824. Si se toman en cuenta estos valores y se estima un k de 0,04, se encuentra que η_{tt} arroja un valor de 0,97. Es evidente que estos valores también pueden diferir con la realidad a causa de las estimaciones, pero pueden ser de utilidad para ajustes y comparaciones.

Ensayo de consumo de combustible (*Fuel consumption characteristics*)

El segundo apartado consta de ensayos para evaluar el consumo de combustible en dos marchas seleccionadas:

Marcha 1: se selecciona la marcha que alcance una Vr cercana a 7,5 km/h a régimen nominal, es decir al 100 % de Carga, debido a que es la velocidad más utilizada en las labores agrícolas

Marcha 2: una marcha de Vt a nnom mayor a la Marcha 1 que no supere un incremento de 3 km/h. Esta marcha se selecciona en acuerdo con la empresa fabricante.

Una vez seleccionadas las marchas se realizan las pruebas con las siguientes especificaciones:

- a) Marcha 1 al 100 % de Carga a nnom
- b) Marcha 1 al 75 % de Carga a nnom
- c) Marcha 1 al 50 % de Carga a nnom
- d) Marcha 2 con nm menor a nnom (desacelerado) y que permita desempeñar un T y Vr semejante a configuración (b)
- e) Marcha 2 con nm menor a nnom (desacelerado) y que permita desempeñar un T y Vr semejante a configuración (c)

En cada configuración se mide T, Vr, nm, s y Ch, y se calcula Nb y Ce. Sin embargo, el principal objetivo de este ensayo es evaluar la disminución del Ce en aquellas ocasiones donde no se demande el 100 % de Carga en el tractor a n_{nom} . Este parámetro es interesante en aquellas situaciones donde el tractor se utilice para otras labores que no demanden elevados esfuerzos de tiro y se pueda reducir el consumo de combustible mediante la utilización de una marcha mayor con el motor a un régimen menor al n_{nom} (desacelerado).

En la Tabla 9 se presentan los resultados del ensayo con el JD6300. El título menciona que el ensayo realizado es en la barra de tiro (*Drawbar Performance*) señalando las características del tractor durante el ensayo, sin lastre y con la tracción delantera acoplada (*Unballasted-Front Drive Engaged*), y el ensayo realizado de consumo de combustible (*Fuel Consumption Characteristics*). En las filas se observan las 5 configuraciones mencionadas y se visualiza que se seleccionaron como marcha 1 a la 8va (1C), que tuvo una Vr de 7,34 km/h y es la más cercana a 7,5 km/h exigida por el ensayo, y como marcha 2 a la 9na (4B), definida juntamente con la empresa. En las columnas, al igual que la tabla del ensayo de cargas crecientes, se presentan los resultados de: Nb (Power Hp), T (Drawbar pull), Vr (Speed), nm (Crank-shaft speed), s (Slip), Ce (Fuel Consumption), con temperaturas y presiones medidas durante el ensayo.

Tabla 9: Ensayo de consumo de combustible en el tractor JD6300

DRAWBAR PERFORMANCE (UNBALLASTED—FRONT DRIVE ENGAGED) FUEL CONSUMPTION CHARACTERISTICS								
Power Hp (kW)	Drawbar pull lbs (kN)	Speed mph (km/h)	Crank- shaft speed rpm	Slip %	Fuel Consumption lb/hp.hr (lb/kW.h)	Fuel Consumption Hp.hr/gal (kW.h/l)	Temp.°F (°C) cool- ing med	Barom. inch Hg (kPa)
Maximum Power 6th (1C) Gear								
62.5 (46.6)	5465 (24.30)	4.29 (6.91)	2300	8.2	0.490 (0.298)	14.11 (2.78)	180 (82)	32 (0) 29.7 (100.5)
75% of Pull at Maximum Power 6th (1C) Gear								
49.9 (37.2)	4110 (18.28)	4.55 (7.32)	2368	5.7	0.526 (0.320)	13.15 (2.59)	178 (81)	32 (0) 29.7 (100.5)
50% of Pull at Maximum Power 6th (1C) Gear								
34.2 (25.5)	2730 (12.14)	4.70 (7.57)	2397	3.7	0.621 (0.378)	11.12 (2.19)	176 (80)	32 (0) 29.7 (100.5)
75% of Pull at Reduced Engine Speed 7th (3B) Gear								
50.0 (37.3)	4125 (18.35)	4.55 (7.31)	2085	5.3	0.483 (0.294)	14.29 (2.81)	176 (80)	32 (0) 29.7 (100.5)
50% of Pull at Reduced Engine Speed 7th (3B) Gear								
34.3 (25.6)	2730 (12.15)	4.71 (7.58)	2122	3.4	0.567 (0.345)	12.18 (2.40)	172 (78)	32 (0) 29.7 (100.5)

La marcha 1 (1C) a n_{nom} , más cercana a V_r de 7,5 km/h, el C_e aumentó de 0,298 a 0,320 kg/kW h si se descarga el motor desde el 100% de Carga (Nb máx) al 75% de Carga. Asimismo, el C_e siguió aumentando hasta valores de 0,378 kg/kW h en el caso de utilizar el 50% de Carga de n_{nom} . Si se utiliza la marcha 2 (3B), con un menor nm que el n_{nom} y un T y V_r equivalente al 75% de Carga a n_{nom} , el C_e se reduce hasta valores de 0,294 kg/kW h respecto a los 0,320 kg/kW h. Finalmente, si se utiliza la marcha 2 (3B), con un menor nm que el n_{nom} y un T y V_r equivalente al 50% de Carga a n_{nom} , el C_e se reduce hasta valores de 0,345 kg/kW h respecto a los 0,378 kg/kW h. Estos valores en principio parecieran que no son significativos, pero debe considerarse que la elevada utilización del tractor (en el día y en el año) y el elevado precio del combustible puede disminuir considerablemente el costo operativo y aumentar la autonomía del tractor incrementando la capacidad de trabajo efectiva.

A modo de ejemplo, si se debe realizar una labor que demandara un T de 18,3 kN (1867 kg) a 7,5 km/h (Nb de 25,6 kW) y se utiliza la marcha 3B con el motor desacelerado (C_e 0,345 g/kW h) en vez que la marcha 1C con el motor acelerado a n_{nom} (C_e 0,378 g/kW h), se ahorraría un 9% de combustible. Eso significa que cada 10,5 h (alrededor de una jornada laboral) se ahorraría el combustible consumido en una hora de trabajo efectiva.

Ensayos a Campo

Los ensayos oficiales para evaluar la capacidad en la tracción de un tractor están normalizados por la OCDE. Sin embargo, existen pruebas que se pueden hacer a nivel de campo para tener información acerca del comportamiento del tractor ante la demanda de esfuerzo horizontal en la barra de tiro (T). Este comportamiento puede cuantificarse a través de la η_{TG} , donde se buscará que se incremente lo más posible, en tanto y en cuanto se logre maximizar el producto entre T y V_r . A su vez, se puede predecir que a medida que se incremente T , la Nb aumentará, hasta un punto donde aumentos de T generarán menores valores de Nb. En consecuencia, como Nb depende en parte de T , es interesante establecer una relación entre ambas variables, donde T será la variable independiente y Nb la variable dependiente. Adicionalmente, se puede establecer una relación para cada una de las marchas del tractor, de manera que se pueda conocer cuál de todas las marchas permite alcanzar la máxima Nb y, en consecuencia, la máxima η_{TG} . Estos gráficos se conocen como “Curvas de Tracción”.

Curvas de tracción

A modo de ejemplo se utilizará también el tractor JD6300, de diseño FWA, Nm de 56,7 kW con inyección mecánica de combustible y un peso con lastre de 4740 kg. La Tabla 10 muestra las marchas y V_t a n_{nom} del JD6300 (caja de cambios SyncroPlus).

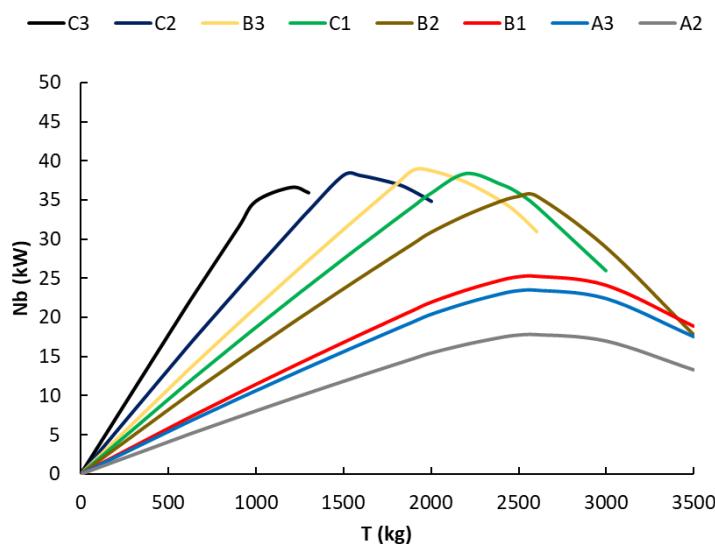
Tabla 10: Velocidades teóricas expresadas en km/h para cada una de las marchas del JD6300

Grupo	Marcha	Vt (km/h)
A	1	2,2
	2	3,1
	3	4,1
B	1	4,4
	2	6,2
	3	8,2
C	1	7,2
	2	10,1
	3	13,4
D	1	15,6
	2	21,8
	3	28,7

Se realizó el ensayo de tracción con el objetivo de evaluar la Nb utilizando 8 marchas (A2 a C3) hasta valores de 3500 kg de T, con el acelerador en su máxima posición. El esfuerzo de tracción fue registrado utilizando un dinamómetro colocado en la barra de tiro, entre el tractor y el apero.

En cada una de las pruebas se midió Vr y se calculó Nb. En la Figura 260 se presentan los resultados encontrados a través del ensayo de tracción a campo, relacionando T vs Nb para cada una de las marchas ensayadas. Las marchas más cortas (mayor rtt) se corresponderán con las líneas que logran realizar mayores T, mientras que las marchas más largas (menores rtt) serán aquellas que permiten alcanzar mayores Vr (curvas con mayor pendiente).

Figura 260: Curvas de Tracción a campo en JD6300 para cada una de las marchas



Patinamiento

La Nb se calcula como el producto entre T y Vr. En consecuencia, si se ha graficado el valor de Nb para cada T, podría calcularse la Vr como el cociente entre Nb y T.

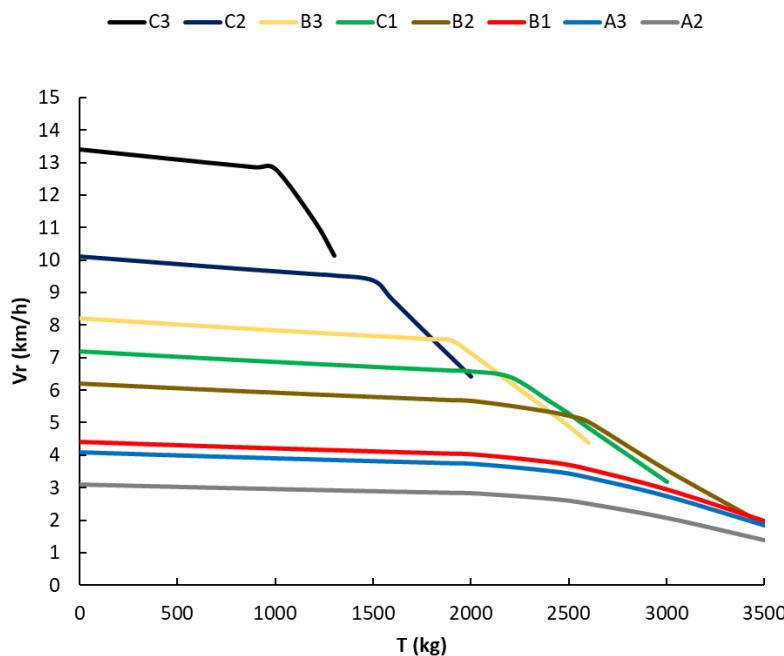
La Vr entonces puede calcularse como el cociente entre Nb y T. La constante 367 se utiliza para la conversión de unidades.

$$Vr(km/h) = \frac{Nb(kW) * 367}{T (kg)}$$

En las curvas de tracción, entonces, la Vr corresponde a la pendiente que surge entre el origen de la gráfica y el valor de Nb para cada valor de T.

La Figura 261 muestra la Vr de cada marcha en función de T. En los ensayos realizados, el acelerador se ubicó en su máxima posición, por lo tanto, la reducción de Vr para una marcha se corresponderá con mayores valores de patinamiento y/o con la reducción en vueltas a causa de incremento del % de Carga en valores superiores al 100% de Carga (ZSE).

Figura 261: Vr (km/h) en función de T (kg) en el ensayo a campo del tractor JD6300 para cada una de las marchas



La reducción de la velocidad real a causa del patinamiento, tiene un comportamiento lineal en valores bajos de t (y consecuentemente T) y luego se torna exponencial (Figura 254). En la Figura 261 se observa que en la totalidad de las marchas existe una reducción proporcional a medida que aumenta T en los valores bajos y se asocia exclusivamente al aumento lineal del patinamiento respecto a T. Asimismo, cuando el valor T es superior a aproximadamente 2000 kg, la

reducción de Vr a medida que aumenta T es proporcionalmente mayor a causa del crecimiento exponencial del patinamiento.

La reducción de Vr a causa de una reducción en las vueltas del motor por encontrarse trabajando a % de Carga mayor a 100% se genera en diferentes valores de T en función de la marcha seleccionada, dependiendo de la rtt de cada marcha. Estos valores pueden identificarse en el gráfico, principalmente, como caídas abruptas y lineales de la velocidad ante pequeños incrementos de T.

La marcha C3 (la de mayor velocidad) tiene una caída proporcional de Vr a medida que aumenta T hasta valores de aproximadamente 1000 kg, donde alcanza un t de aproximadamente 0,2. Esta caída se asocia exclusivamente a los incrementos lineales de s. Sin embargo, en este punto el motor se encuentra trabajando en valores cercanos al 100% de Carga, en consecuencia, la reducción brusca de Vr a partir de este valor de T se asocia a la reducción en las vueltas del motor por estar trabajando en la ZSE. La Vr alcanza sus menores valores en 1400 kg de T (t aproximado de 0,28) donde no se registran valores de Vr en mayores valores de T. Esta situación demuestra que a partir de este punto el motor del tractor se para por no tener la fuerza suficiente para avanzar (el Pm demandado en el motor es superior al Pm máximo).

La marcha A2 (la de menos velocidad) tiene una caída proporcional de la velocidad a medida que aumenta T hasta valores de aproximadamente 2000 kg, donde alcanza un t aproximado de 0,4. Esta caída se asocia exclusivamente a los incrementos lineales de s. En este punto el motor se encuentra trabajando en valores cercanos al 50% de Carga, en consecuencia, la mayor caída en Vr a partir de este valor de T se asocia exclusivamente a los incrementos exponenciales de s ante incrementos de T. Asimismo, en los máximos valores de T ensayados (3500 kg) se alcanza un % de Carga de aproximadamente el 70% en esta marcha. En consecuencia, la reducción de Vr en la marcha A2 en todos los valores de T se debe exclusivamente a s, pues nunca se reduce el nm (el motor siempre trabaja en la ZAR).

En marchas intermedias como C2 se observa una reducción lineal de Vr hasta valores de T de aproximadamente 2000 kg (t aproximado de 0,4) que se asocia, al igual que A2, a los incrementos lineales de s. A partir de este punto y hasta valores de T de 2600 kg (t aproximado de 0,48 y % de Carga del 100%) se observa una mayor caída de Vr y se asocia a los incrementos exponenciales de s, al igual que A2. Sin embargo, a partir de 2600 kg de T (100% de Carga) se observa una caída brusca de Vr y se asociaría, fundamentalmente, a la reducción de vueltas por estar trabajando en la ZSE (% de Carga mayor a 100%).

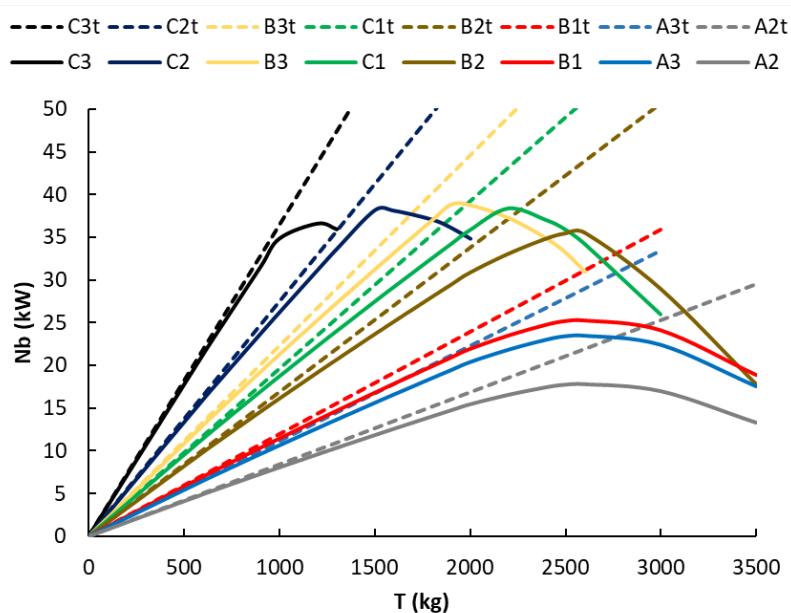
La Vr disminuye a medida que aumenta T debido a incrementos en s y/o reducción del régimen del motor, dependiendo de la marcha seleccionada. Esta pérdida de velocidad, en rigor, genera pérdida de potencia y se denominan pérdidas variables de potencia por patinamiento (Npat).

La Npat puede calcularse como el producto entre T y la diferencia entre Vt y Vr.

$$Npat (kW) = \frac{T (kg) * (Vt(km/h) - Vr (km/h))}{367}$$

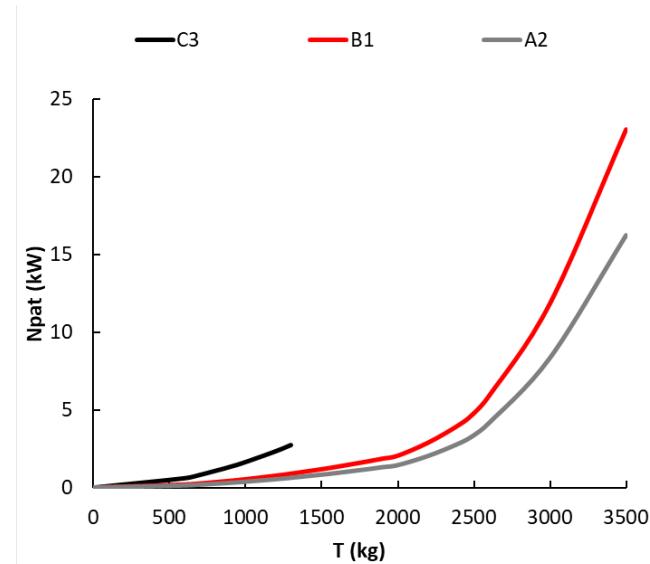
La reducción de Nb debido al aumento de la potencia perdida por patinamiento para cada valor de T puede verse en la Figura 262 como la diferencia entre la línea punteada (Vt) y la línea llena (Vr).

Figura 262: Curvas de Tracción a campo en JD6300 (líneas llenas) en comparación con Nb sin considerar s (líneas discontinuas) para cada una de las marchas



La Figura 263 muestra la Npat en función de T para algunas marchas y se puede observar que son proporcionalmente mayores a medida que se utilizan marchas que permitan realizar mayores esfuerzos de T. En el ensayo realizado, en que se limitó el esfuerzo de tiro a 3500kg, se observa que las mayores pérdidas de Npat se encontraron en la marcha B1. Si no se hubiese limitado el esfuerzo de T, se observaría que las Npat correspondiente a la marcha A2 continuarían creciendo hasta valores incluso mayores a los observados en Figura 263 llegando a valores del 100% con Nb igual a 0 aún con el motor en marcha. Puede verse, que la Npat alcanzó valores de 23 kW en B1 a 3500 kg de T y el motor trabajando en la ZAR, representando alrededor del 41% de la Nm. En consecuencia, las Npat pueden ser pérdidas de potencia muy elevadas.

Figura 263: Potencia perdida en patinamiento para las marchas C3, B1 y A2



Rodadura

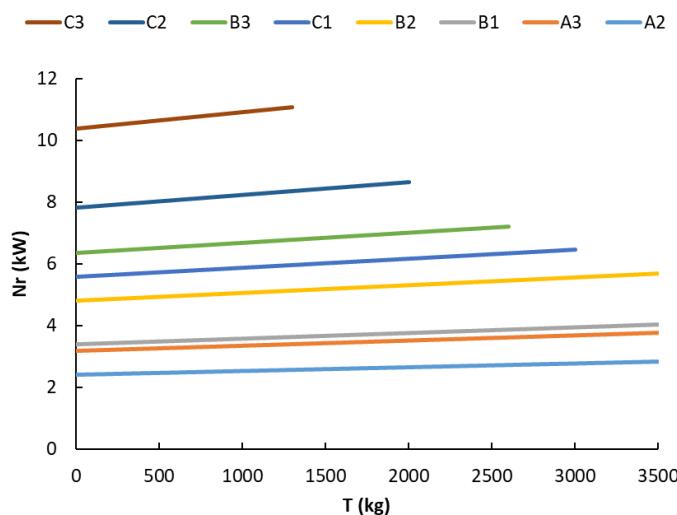
En la medida que el tractor se desplaza debe realizar un esfuerzo debido al autotransporte que se denomina R, que puede variar levemente en función del Qad. La rodadura R es la fuerza que debe realizar el tractor para desplazarse, e implica una pérdida de fuerza para realizar la labor demandada. Esta pérdida de fuerza se expresa como una pérdida de potencia llamada potencia perdida por rodadura (Nr).

La Nr se calcula como el producto entre R y Vt. La constante se utiliza para la conversión de unidades.

$$Nr \text{ (kW)} = \frac{R \text{ (kg)} * Vt \text{ (km/h)}}{367}$$

La Nr en el ensayo a campo con el tractor JD6300 se observa en la Figura 264. El valor de R se puede considerar independiente de T ya que su magnitud no varía considerablemente y, por lo tanto, la Nr dependerá principalmente de la marcha seleccionada si se trabaja a n_{nom} (Vt). Este análisis se visualiza en la Figura 264 a través de la escasa (casi nula), pendiente de las marchas. Es interesante destacar que la Nr alcanzó valores máximos de 11 kW en la marcha C3, representando alrededor del 20% de Nm en los cambios más largos y se va reduciendo sustancialmente en los cambios más bajos de menos velocidad. En términos generales, la Npat generará mayores pérdidas de potencia que la Nr en labores de altos esfuerzos de tracción.

Figura 264: Nr (kW) respecto a T (kg) para cada marcha en el ensayo a campo del tractor JD6300



Balance de Potencia

El tractor se utiliza como fuente de potencia para la realización de diferentes labores. Se realiza un balance de potencia utilizando como modelo el tractor JD6300 con demanda de potencia únicamente para realizar esfuerzos de tracción. No se considerarán otras demandas de potencia como podría ser la potencia hidráulica, potencia rotacional en la toma posterior de potencia, entre otras.

Se parte de la N_m hasta llegar a N_b cuando el tractor se encuentre trabajando al 100% de Carga. Se irán descontando primero la pérdida de potencia fija por transmisiones (N_t), luego se descontará la pérdida de potencia variable por rodadura (N_r) y finalmente la pérdida de potencia variable por patinamiento (N_{pat}) para encontrar el valor de T que permita alcanzar la máxima N_b en cada marcha al 100% de Carga.

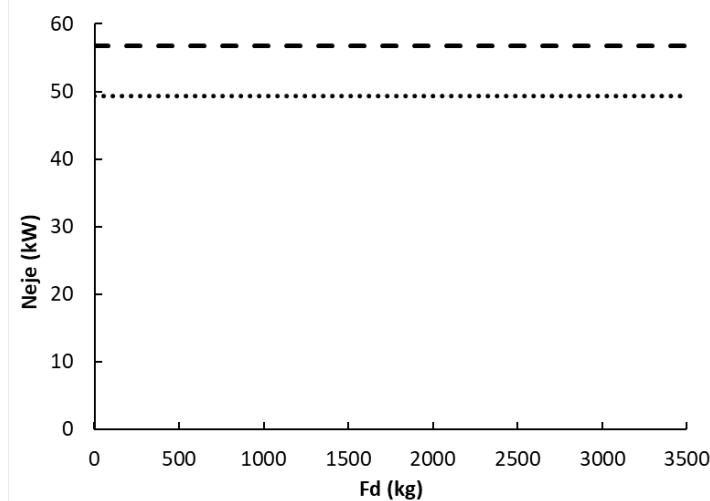
La Figura 265 muestra la N_m en función del esfuerzo demandado (F_d). La N_m es independiente de la F_d (T y R).

La N_m debe llegar a las ruedas del tractor a través de las transmisiones. El tren cinemático del tractor insume potencia y, en consecuencia, la potencia disponible en el eje (N_{eje}) será menor que la N_m . En la Figura 265 se observa la N_{eje} remanente luego de descontar las pérdidas de potencia debido a las transmisiones (N_t). La N_{eje} , al igual que la N_m , es independiente de la F_d ($T + R$). Al ser una pérdida de potencia fija, la N_t también puede expresarse como una proporción de la N_m .

La N_{eje} se puede calcular como el producto entre N_m y η_{tt} .

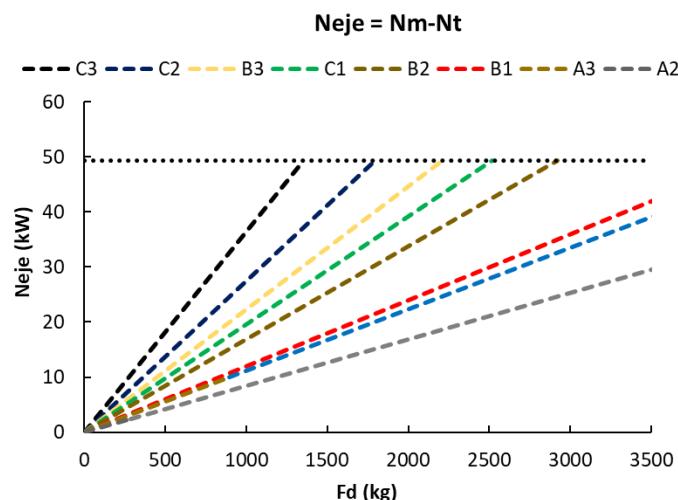
$$N_{eje} = N_m * \eta_{tt}$$

Figura 265: Nm (línea entrecortada) y Neje (línea punteada) (kW) en función de Fd (kg). La diferencia entre la Nm y Neje es la potencia perdida en transmisiones (Nt)



La Neje máxima en cada marcha, se podrá alcanzar con un 100% de Carga, es decir que Fd sea igual a Fo. La Fo dependerá de la marcha seleccionada en el tractor por lo que existirán distintas potencias en el eje alcanzadas con distintas marchas con diferentes valores de fuerza ofrecida. En la Figura 266 se observa la Neje alcanzada para cada marcha y cada Fd. Se observa que la Neje máxima (100% de Carga) se alcanza con Fd de 1350 kg en C3; Fd de 1800 kg en C2; Fd de 2200 en B3, Fd de 2500 en C1 y Fd de 2800 en B2; mientras que en las marchas B1, A3 y A2 no se alcanzan los valores máximos de Neje para las Fd ensayadas en el JD6300. Como es requisito de alcanzar el 100% de Carga para alcanzar los mayores valores de Nb, las marchas B1, A3 y A2 no se consideran en los próximos análisis.

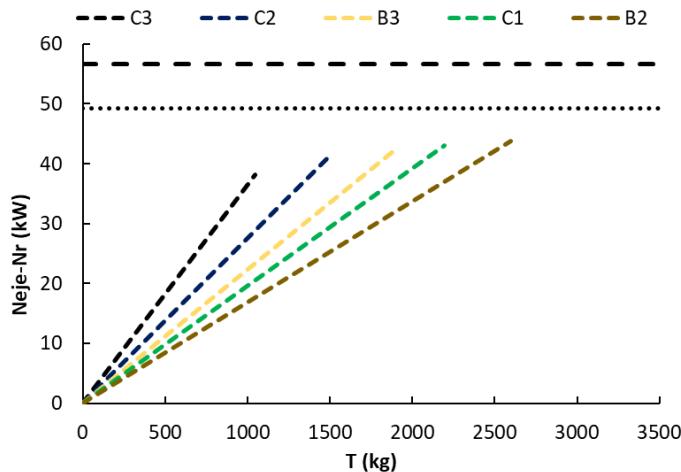
Figura 266: Neje para las diferentes marchas (kW) en función de Fd (kg). Las marchas más veloces son las de mayores pendientes, mientras que la más lenta es la más cercana al eje X (Fd)



La máxima F_o que llega al eje para cada marcha estará disponible siempre y cuando coincida con F_d (100% de Carga). Pero no se podrá aprovechar la totalidad de la F_o para hacer esfuerzos de tracción (T) debido a que existen pérdidas de fuerza debido al autotransporte (R). La R siempre se presenta en movimiento y la N_r dependerá de la marcha que se seleccione considerando que se trabaja a n_{nom} (V_t). Los incrementos de N_r obedecen fundamentalmente a las diferencias de velocidad que se alcanzan en las distintas marchas, ya que el valor de R es relativamente constante respecto del Tiro (Figura 264).

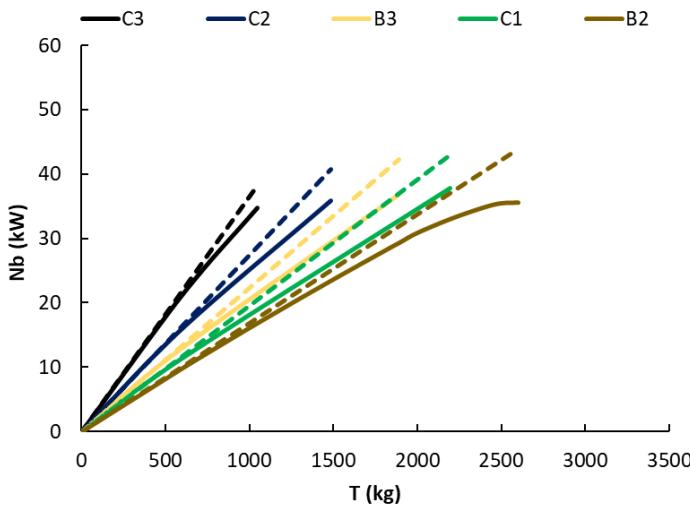
En la Figura 267 se observa el resultado de la diferencia entre N_{eje} y N_r ($N_{eje}-N_r$) en función de T . Representa la potencia disponible luego de descartar las pérdidas por N_r . Puede verse que la N_r fue mayor en las marchas con mayor pendiente (mayor V_t) que en las marchas con menor pendiente (menor V_t). Estas disminuciones en la potencia se observan en la Figura 267 como los segmentos que separan el valor de máxima potencia alcanzado en cada marcha y la N_{eje} (línea de puntos). Se observa una mayor distancia en la marcha C3 (V_t mayores) que en la marcha B2 (V_t menores).

Figura 267: N_{eje} descontando N_r (kW) para las diferentes marchas en función de T (kg)



Finalmente, quedará considerar las pérdidas de potencia variables por patinamiento (N_{pat}) en la potencia remanente para conocer cuál es la N_b máxima (100% de Carga). En la Figura 268 se observa la N_{pat} como la diferencia entre la N_b (línea llena) y la $N_{eje}-N_r$ (Figura 267). A medida que aumenta T se incrementan los valores de s (Figura 254) y, en consecuencia, se incrementa la N_{pat} . En la Figura 268 se observa que hay una mayor distancia entre las líneas que corresponden a la marcha B2, que permite realizar mayores esfuerzos de T a menores V_r , que entre las líneas que corresponden a la marcha C3, que puede realizar bajos esfuerzos de T a mayores V_r .

Figura 268: Nb (línea llena) considerando Npat (kW) en función de T (kg) para las diferentes marchas

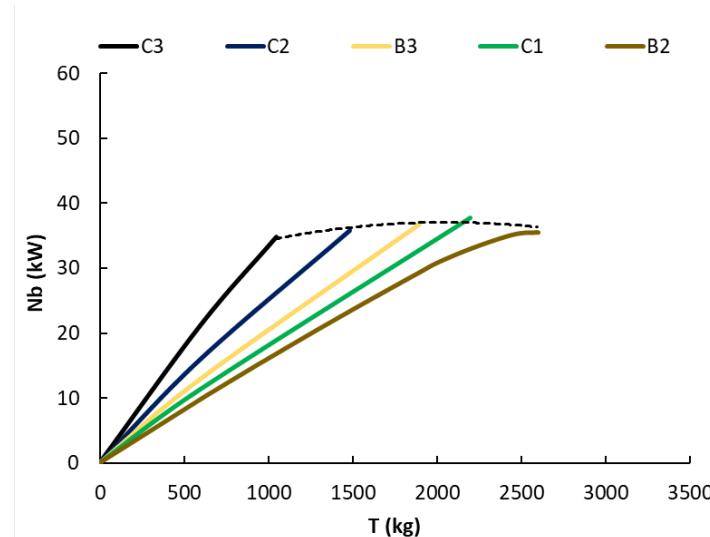


En la Figura 269 se observa la Nb en cada valor de T para las marchas ensayadas. Se observa que se puede alcanzar una Nb máxima (100% de Carga) de 37 kW en la marcha C3 con un T de 1050 kg; 39 kW en la marcha C2 con un T de 1500 kg; 41 kW en la marcha B3 con un T de 1900 kg; 42 kW en la marcha C1 con un T de 2200 kg y 36 kW en la marcha B2 con un T de 2600 kg. Es evidente que la marcha C1 permite maximizar la Nb siempre y cuando se generen esfuerzos de T de alrededor de 2200 kg. En marchas más largas y más cortas que C1 se alcanzan Nb menores. Este comportamiento es similar en todos los tractores y puede ser considerado un parámetro de diseño debido a que la mejor combinación entre T y rtt (marcha) dependerá mayormente de la relación peso/potencia. Un tractor con un valor alto de relación peso/potencia maximizará la Nb en valores elevados de T y a Vr bajas, mientras que un tractor con baja relación peso/potencia maximizará la Nb en valores bajos de T y a Vr elevadas.

Por otro lado, en la Figura 269 se puede observar que existen otras combinaciones entre T y Nb entre las marchas del JD6300 con las que sería factible alcanzar elevados valores de Nb si existieran rtt intermedias (marchas intermedias). Por esto el “escalonamiento de marchas” será una variable importante para considerar en el diseño de los tractores. Se puede identificar que el espacio en la línea punteada entre las diferentes Nb máximas alcanzadas para cada marcha corresponde a las diferentes Nb que se alcanzarían si existieran marchas con relaciones de transmisión intermedias. Es evidente entonces, que a medida que existe mayor número de marchas en una caja de cambios (variación de rtt discreta), es más probable que se puedan llenar esos espacios vacíos y así lograr aumentar las posibilidades de conseguir una rtt que permita maximizar la Nb en diferentes condiciones de T. Más aún, contar con una caja de cambios de tipo CVT (variación de rtt continua) permitiría seleccionar la rtt que permita maximizar Nb para cualquier situación de T. Igualmente, la Nb máxima que podrá alcanzar el tractor se corresponderá con un T determinado, y dicho esfuerzo implicará

una velocidad de avance óptima que maximice la Nb. Una caja CVT permite seleccionar dicha relación de transmisión.

Figura 269: Nb expresada en kW en función de T (kg) para cada marcha. La línea punteada corresponde con la Nb estimada en otras posibles rtt



La marcha C1 fue la que permitió maximizar la Nb. Es interesante comprender las causas que generaron estos valores y para ello se realizarán las comparaciones entre las marchas. En la Tabla 11 se presentan los resultados encontrados con las marchas C3, C1 y B2 cuando se alcanzó la máxima Nb en cada una de ellas.

Tabla 11: Comparación de resultados de las curvas de tracción a campo en las marchas C3, C1 y B2 del JD6300.

	C3	C1	B2
Nb (kW)	34,8	38,4	35,5
η_{TG}	61,4%	67,7%	62,7%
T (kg)	1000	2200	2600
Vr (km/h)	12,8	6,4	5,0
S	5%	11%	19%
Npat (kW)	1,6	4,7	8,3
Nr (kW)	10,9	6,2	5,5

En la marcha C3 se alcanzó una Nb menor que en C1. En C3, se podría alcanzar una mayor velocidad, pero puede generar menor fuerza en la rueda por tener menor rtt. La menor Nb alcanzada se explica a causa de que se generaron elevadas pérdidas de potencia a causa de la rodadura (Nr). En este caso, el valor de Nr alcanzó valores de 10,9 kW, representando el 19% de Nm. Si a la Nr se le suma los 1,6 kW perdidos en Npat se alcanza un valor de potencia perdida (sumatoria de pérdidas variables) de 12,6 kW, representando el 23% de Nm.

En la marcha B2 se alcanzó una Nb menor que C1. En B2, se podrían realizar mayores esfuerzos de T, pero a velocidades menores por tener una mayor rtt. La menor Nb alcanzada se explica debido a que se generaron muchas pérdidas de potencia a causa de s (Npat). En este caso, el valor de Npat alcanzó valores de s de 19% y la Npat fue de 8,3 kW, representando el 15% de Nm. Si a la Npat se le suman los 5,5 kW perdidos en Nr se alcanza un valor de potencia perdida (sumatoria de pérdidas variables) de 13,8 kW, representando el 24% de Nm.

La marcha C1 permitió alcanzar la Nb máxima. En esta marcha se registraron valores de Npat de 4,7 kW y Nr de 6,2 kW. En la sumatoria de las pérdidas de potencia variables se cuantifican 11 kW, que representan el 19% de Nm. La menor sumatoria en las pérdidas de potencia variables, y al encontrarse trabajando al 100% de Carga, permiten que la marcha C1 alcance los mayores valores de Nb. Cabe aclarar que estos valores se encontrarán siempre y cuando se demanden valores de 2200 kg de T en suelos similares a los ensayados.

Síntesis de los ensayos

En los ensayos realizados con el JD6300 se evidenció que los realizados en pista lograron mayores valores de Nb que los efectuados a campo. El cambio en la condición de suelo entre los ensayos en pista y a campo generó una variación en el desempeño tráctivo y, en consecuencia, de la condición óptima de marcha y T para maximizar Nb. Sin embargo, ambos resultados son muy importantes para generar criterios a la hora de decidir la compra de los tractores o las configuraciones más adecuadas para su trabajo con objeto de lograr un mejor aprovechamiento del tractor y ahorrar combustible. Esta información permitirá disminuir los costos operativos, aumentar la capacidad de trabajo y extender la vida útil del tractor.

Además, la demanda del esfuerzo de tiro en labores que demandan altos esfuerzos también es variable en el tiempo y en el espacio. Debido a ello, no sería recomendable que el tractor se configure para trabajar al 100% de Carga en el motor. Si así se hiciera, el motor estaría entrando continuamente en la ZSE ante cualquier incremento en la demanda de esfuerzo puntual. Más aún, cuando se trabaje con implementos que demanden esfuerzos de tracción muy heterogéneos y el motor cuente con poca reserva de par motor se estarían aumentando significativamente las probabilidades de que el motor se cale realizando las labores (lo que podría llevar a sobrecalentamientos y roturas costosas de revertir). Siempre se recomendará que el motor trabaje principalmente en la ZAR a menores valores de carga que el 100%. El % de carga recomendado dependerá entonces de la reserva de par del

motor, del tipo de implemento y de las variaciones del suelo que puedan incidir en modificaciones del esfuerzo de tiro.

Los análisis que se relacionen con la evaluación del desempeño tráctivo del tractor, independientemente de los supuestos que ellos conlleven, siempre serán de utilidad para profesionales y fabricantes para relevar información valiosa que les permita generar criterios y tomar decisiones agronómicas para el uso eficiente y responsable de la maquinaria agrícola.

Relación entre la velocidad a la que se alcanza la máxima potencia en la barra y la relación peso-potencia del tractor

De la expresión de eficiencia tractiva global que puede alcanzar un valor máximo de 0,6 para un tractor 2WD:

$$\eta_{TG} = \frac{Nb}{Nm} \approx 0,6$$

Y sabiendo que esa eficiencia máxima se logrará cuando el tractor arrastre un apero armónico con sus características, es decir que el tiro se corresponda con un 40% de su peso adherente (dados por el coeficiente de tracción):

$$t = \frac{T}{Qad} \approx 0,4$$

Puede despejarse cuál sería la velocidad real de avance a la que un determinado tractor, con un determinado peso y potencia alcanzaría la máxima eficiencia tractiva global.

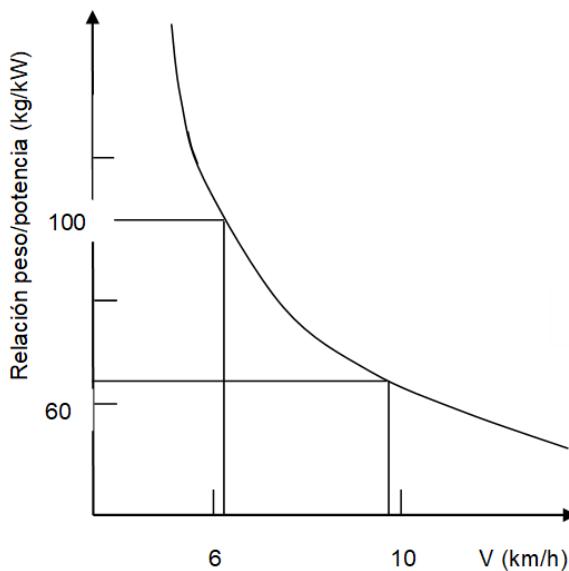
$$\eta_{TG} = \frac{Nb}{Nm} = \frac{T \times Vra}{Nm} = \frac{0,4 \times Qad \times Vra}{Nm} = 0,6$$

Despejando la velocidad real de avance queda:

$$Vra = \frac{0,6 \times Nm}{0,4 \times Qad} = \frac{1,5}{Qad/Nm}$$

Donde se visualiza que cuanto más pesado sea un tractor (mayor relación peso/potencia) alcanzará la máxima eficiencia tractiva a menor velocidad. Por el contrario, si el tractor es muy liviano (baja relación peso/potencia), la velocidad a la que alcance su máxima eficiencia tractiva será alta. El análisis fue realizado por Dwyer y la función se muestra en la curva de la Figura 270. En la misma se observa que todos los tractores pueden alcanzar una eficiencia tractiva óptima. La velocidad en que lo logren variará en función de su relación peso/potencia.

Figura 270: Relación entre la velocidad a la que un tractor alcanza su máxima eficiencia tractiva y su relación peso/potencia



Respecto a la relación peso/potencia la misma varía en las distintas marcas/modelos entre valores de 30 a 70kg/CV. Suponiendo un valor intermedio de 50kg/CV, la velocidad a la que se alcanzaría la máxima eficiencia tractiva sería:

$$Vra = \frac{0,6 \times Nm}{0,4 \times Qad} = \frac{1,5}{\cancel{50kg} / \cancel{CV} \times 75 \frac{\text{kg m}}{\text{s CV}}} = 2,25 \text{ m/s} = 8,1 \text{ km/h}$$

Para el máximo valor sería

$$Vra = \frac{0,6 \times Nm}{0,4 \times Qad} = \frac{1,5}{\cancel{70kg} / \cancel{CV} \times 75 \frac{\text{kg m}}{\text{s CV}}} = 1,61 \text{ m/s} = 5,8 \text{ km/h}$$

Este tractor de elevado peso sacará su máxima eficiencia tirando cosas pesadas a bajas velocidades.

Para el tractor más liviano sería:

$$Vra = \frac{0,6 \times Nm}{0,4 \times Qad} = \frac{1,5}{\cancel{30kg} / \cancel{CV} \times 75 \frac{\text{kg m}}{\text{s CV}}} = 3,75 \text{ m/s} = 13,5 \text{ km/h}$$

Este tractor liviano (30kg/CV) sacará su máxima eficiencia tractiva tirando cosas livianas a altas velocidades. Debe remarcarse que las labores agrícolas difícilmente superen los 9-10km/h, siendo las velocidades más habituales entre 5 y 8-9km/h. Debido a esto, si se compra un tractor muy liviano nunca se le conseguirá sacar su máxima eficiencia tractiva, porque difícilmente a campo se recomiendan velocidades mayores a los 9km/h y el tractor trabajará siempre por debajo

de su velocidad óptima. En las labranzas (con discos o arado de reja y vertederas) la velocidad alta está asociada a volteos del pan de tierra excesivos y en las labores de siembra, las velocidades altas están asociadas a distribución desuniforme de las semillas en el suelo, tanto en distancia como en profundidad.

Tractores de orugas

Existen tractores, tolvas y cosechadoras con orugas en lugar de ruedas. Las orugas de los tractores suelen tener diferentes diseños y formas, pudiéndose encontrar orugas triangulares, rectangulares, trapezoidales, entre otras. En sus inicios estaban conformados por elementos metálicos que se vinculaban con el suelo, similares a las usadas en maquinaria vial, mientras que posteriormente se desarrollaron orugas de gomas (Figura 271). Las orugas de goma, respecto a las orugas convencionales, permiten desplazarse a una mayor velocidad alcanzando valores de 60 km/h en rutas pavimentadas.

Figura 271: Tractor con orugas (Deere & Company, 2023)



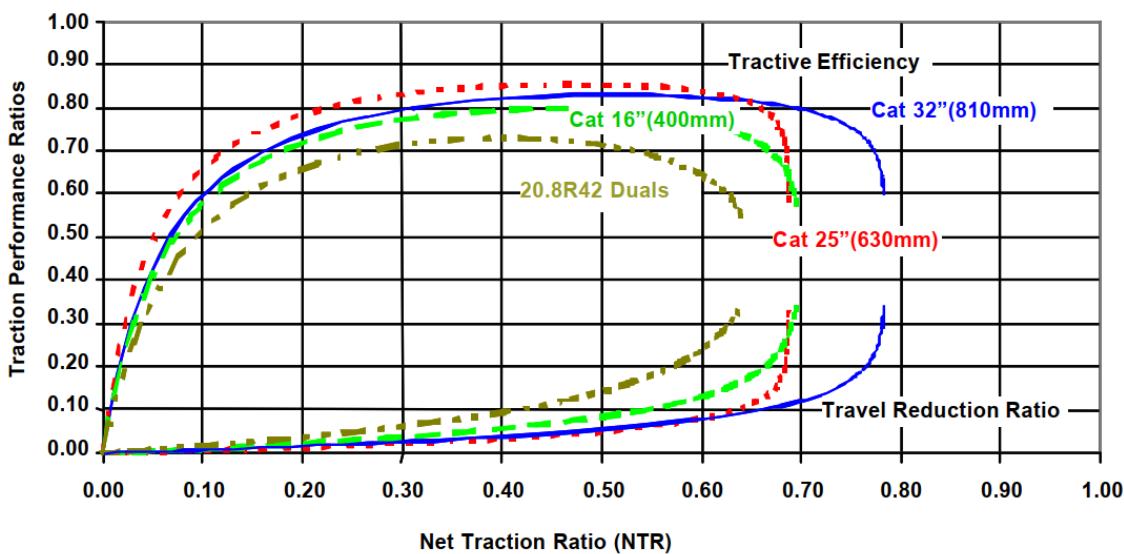
La mecánica de las orugas se puede considerar similar a la de las ruedas en muchos aspectos, aunque el Qadh y su ubicación respecto al eje longitudinal del tractor dependerá, además de la distribución estática del peso y de las características del tractor en relación con la trasferencia de peso, del diseño de los mecanismos de suspensión de las orugas.

La capacidad de tracción dependerá también del peso adherente, del suelo, y de la superficie de contacto oruga-suelo. Este último parámetro es el que se incrementa considerablemente en los tractores con orugas respecto a los tractores de ruedas. La mayor superficie de apoyo en las orugas permite reducir la fuerza necesaria para el autotransporte (R , dado por huellas menos

profundas), reducir la compactación del suelo y aumentar el valor de fuerza máxima que soporta el suelo al corte (reduce el patinamiento). Esto permite aumentar la capacidad tractiva. Estas características, en consecuencia, permiten que tractores con igual relación peso/potencia puedan realizar mayores esfuerzos de tracción, reduciendo el patinamiento y la rodadura y, por consiguiente, incrementando el valor de eficiencia tractiva respecto a tractores de ruedas.

La Figura 272 muestra una comparación entre la eficiencia tractiva neta y el patinamiento respecto del coeficiente de tracción (t o NTR en la Figura) para tractores con ruedas y orugas sobre suelos laboreados. La curva marrón se corresponde al tractor con neumáticos (duales) y las curvas en verde, rojo y azul se corresponden a orugas de 16'', 25'' y 32'', respectivamente. En este marco es importante recordar que los valores pueden variar en otras situaciones dependiendo del estado del suelo, diseño y número de rodados, presión de inflado, tamaño del rodado, la carga en el neumático, entre otros.

Figura 272: Eficiencia tractiva neta (curvas superiores) y patinamiento (curvas inferiores) en relación con el coeficiente de tracción (NTR) en tractores de ruedas y orugas sobre suelos laboreados (Zoz & Grisso, 2003)



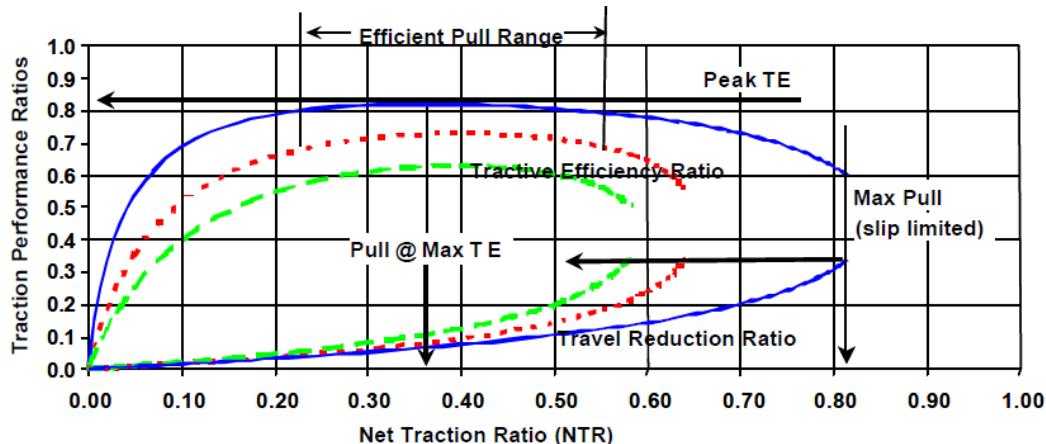
Se observa que el tractor con neumáticos tuvo menores valores de eficiencia tractiva y mayores valores de patinamiento que las orugas. Asimismo, se observa que la mayor eficiencia tractiva neta en tractores de ruedas se alcanzó en valores acotados y cercanos a 0,4 de coeficiente de tracción con patinamiento de 10%. En las orugas se alcanzó la mayor eficiencia tractiva en mayores valores de coeficiente de tracción (NTR) que en el tractor con neumáticos y esos valores máximos se registraron durante rangos amplios de NTR. En este sentido, el tractor con ruedas obtuvo un valor de 0,7 de eficiencia tractiva que se sostuvo durante valores de coeficiente de tracción entre 0,35 y 0,45 con patinamiento entre 8 y 12%, mientras que la oruga de 32'' alcanzó valores de eficiencia tractiva de 0,82 que se mantuvo constante entre los valores de NTR de 0,35 a 0,65 con patinamiento entre 3 y 10%.

En relación con la eficiencia tractiva neta, los tractores de orugas permiten aprovechar mejor el peso adherente, pudiendo soportar mayores esfuerzos de T en condiciones óptimas que los tractores de ruedas. Esta particularidad permite aumentar la capacidad de trabajo debido a que, ante la misma situación, se puede incrementar el ancho de un implemento. A su vez, los tractores de ruedas podrán alcanzar los mayores valores de eficiencia tractiva en rangos acotados de coeficiente de tracción, mientras que tractores de orugas podrán alcanzar los mayores valores en rangos más amplios de t . Esta última particularidad, incrementa las probabilidades de utilizar el tractor con orugas de forma eficiente en distintas labores o con distintos equipos y en los distintos momentos de una misma labor en aquellas que demandan valores heterogéneos de esfuerzos.

En relación con el patinamiento, se observa que las orugas poseen menores valores que los tractores con neumáticos en las condiciones óptimas de trabajo. Esta particularidad permite incrementar la capacidad de trabajo de los equipos debido a que, a igualdad de condiciones, se incrementa la velocidad. A su vez, en los tractores con neumáticos se observa un crecimiento progresivo del patinamiento respecto al coeficiente de tracción que a partir de valores de 0,4 comienza a ser exponencial. En los tractores de oruga se observa que los patinamientos son relativamente lineales hasta valores de NTR de 0,6 donde comienza a ser exponencial, pero alcanza un punto donde el patinamiento se incrementa abruptamente. Esto implica que las orugas generan el corte del suelo en la medida que hacen esfuerzos (al igual que en ruedas), pero llegado un valor de fuerza demandada, el suelo se corta significativamente perdiendo la capacidad de traccionar sobre él (patinamiento del 100%). Este fenómeno se observa como una línea vertical en los máximos valores de t alcanzados en las curvas de patinamiento de las orugas.

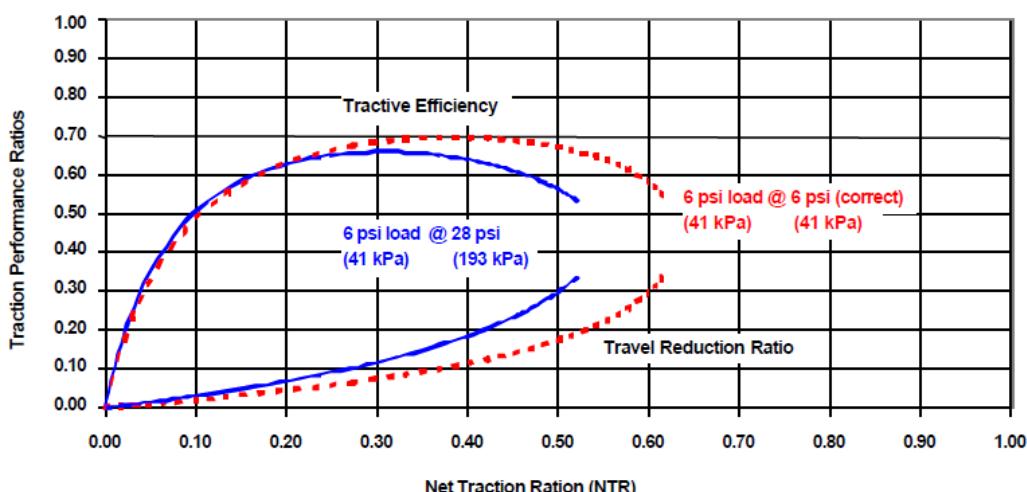
En la Figura 273 se observa la eficiencia tractiva obtenida con tractores de ruedas en tres condiciones distintas de suelos, firmes, medios y recién labrados siendo muy variable el valor de eficiencia alcanzada en función de la condición de suelo. La mayor eficiencia tractiva se consigue en el suelo firme y en un rango de coeficiente de tracción más amplio que en los otros suelos. En las curvas inferiores se advierte el patinamiento en donde valores de más del 30% no se consideran aceptables. El coeficiente de tracción (y el tiro máximo que se puede conseguir) varía con la condición de suelo. El mayor esfuerzo se consigue en suelos firmes y el menor en suelos recién labrados. La máxima eficiencia se consigue en suelo firme con un coeficiente de tracción (NTR) de 0,37. En dichos valores de NTR el patinamiento es similar y la eficiencia tractiva es sustancialmente menor en suelos medios y recién labrados respecto al suelo firme. Las diferencias en eficiencia tractiva entonces se deberán a la otra pérdida de potencia variable, la rodadura.

Figura 273: Eficiencia tractiva neta (Traction Performance Ratios) y patinamiento (Travel Reduction Ratio) en función del coeficiente de tracción (Net Traction Ratio) para tractor con ruedas duales radiales 20.8R42, peso adherente de 8300kg y presión de inflado 83kPa en tres condiciones de suelo: suelo firme (línea azul llena) suelo medio (línea roja de puntos) y suelo recién labrado (línea de guiones verde) (Zoz & Grisso, 2003)



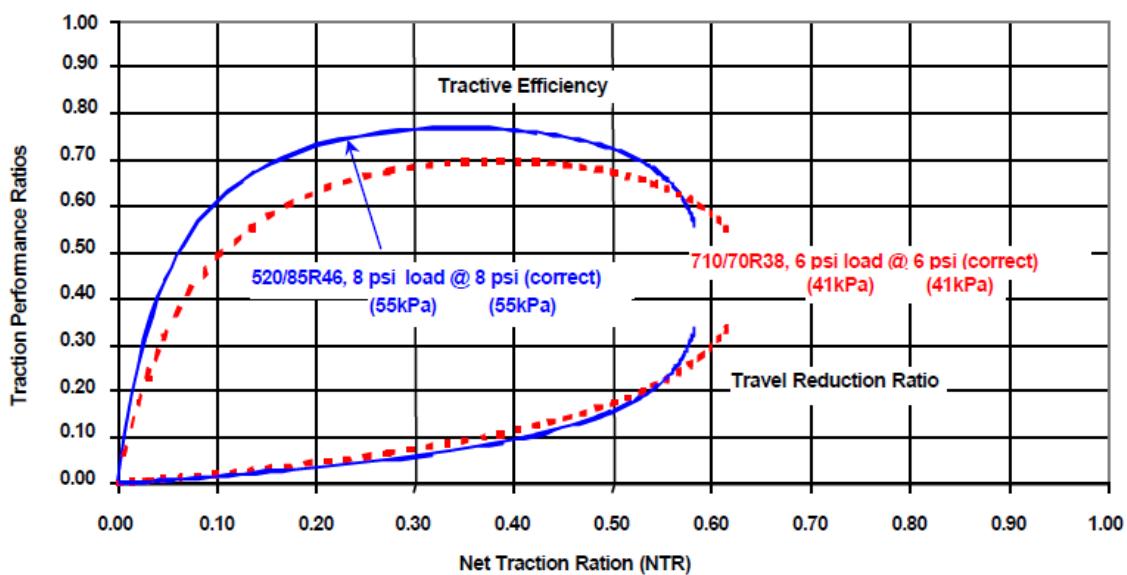
En la Figura 274 se aprecia el efecto de la presión de inflado en los neumáticos en el desempeño tráctivo. Con la presión de inflado correcta se alcanza la máxima eficiencia tráctiva en las cercanías de 0,4 de coeficiente de tracción (NTR) llegando a valores de 0,7 mientras que con presión excesiva el valor máximo se reduce a 0,66 con NTR de 0,3 (menos esfuerzo de tiro). La separación entre las curvas inferiores (de patinamiento) explica la diferencia en la prestación alcanzada. También el esfuerzo máximo que se puede hacer con la presión de inflado correcta se incrementa de 0,53 (presión excesiva) a 0,62 (presión correcta) de coeficiente de tracción (NTR). Debe tenerse presente que además se han ensayado neumáticos radiales, que son menos sensibles a los cambios en presión de inflado. El mismo ensayo con neumáticos diagonales daría mayores diferencias.

Figura 274: Desempeño (eficiencia tractiva en líneas superiores y patinamiento en inferiores) de neumáticos 710/70R38 singles en condición de suelo recién labrado con dos presiones de inflado distintas: 6 libras en línea roja discontinua (correcta) y 28 libras en línea azul continua (presión excesiva) (Zoz & Grisso, 2003)



En la Figura 275 se aprecia el desempeño de dos neumáticos singles sobre suelo recién labrado, uno más ancho y de menor diámetro y otro de menor ancho pero mayor diámetro. No se aprecian diferencias en el patinamiento entre ambos (el mayor ancho compensa el menor diámetro, teniendo superficies de contacto similares y patinamientos similares) pero se aprecia una mayor eficiencia tractiva en el neumático más alto y de menor ancho. Siendo el patinamiento el mismo las diferencias deben buscarse en la otra pérdida de potencia que es la rodadura. El neumático más ancho en una condición de suelo más flojo tendrá más pérdidas por rodadura debidas fundamentalmente al efecto *bulldozing* (empuje de una mayor bufanda de suelo que se opone al avance de la rueda).

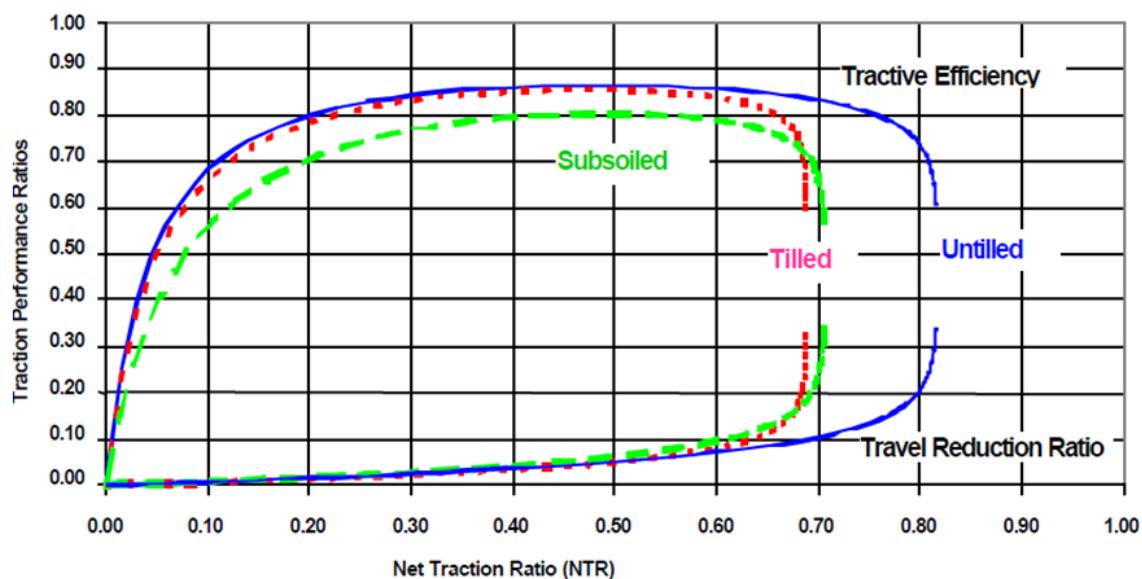
Figura 275: Desempeño (eficiencia tractiva en líneas superiores y patinamiento en inferiores) de neumáticos singles radiales en condición de suelo recién labrado con la presión de inflado correcta y dos tamaños diferentes: 710/70R38 en línea roja discontinua (neumático más ancho y de menor diámetro) y 520/85R46 en línea azul continua (neumático más angosto y de más diámetro) (Zoz & Grisso, 2003)



En la Figura 276 se observa cómo es el desempeño de orugas de goma en tres condiciones de suelo distintas. Se aprecia que si bien el mejor desempeño se alcanza en suelos firmes las diferencias en situaciones peores de tráfico (suelo labrado y subsolado) no afectan marcadamente la eficiencia tractiva como si lo hace en tractores de ruedas (Figura 273). Además, los valores máximos de eficiencia tractiva son alcanzados en un amplio rango de coeficientes de tracción (NTR) siendo la curva achatada en la parte superior, sin tener un pico marcado como en los tractores de rueda. Esto indica situaciones de alta eficiencia tractiva en diferentes condiciones de suelo y con diferentes esfuerzos realizados. Hasta un coeficiente de tracción de 0,6 el patinamiento es similar en las tres condiciones y las diferencias en la eficiencia tractiva encontrada

deben ser adjudicadas a la rodadura que se maximiza en el suelo subsolado (formación de huelas marcadas).

Figura 276: Desempeño de orugas de goma de 630mm (25 pulgadas) (eficiencia tractiva en líneas superiores y patinamiento en inferiores) en tres condiciones de suelo: firme (línea continua azul) labrado (línea punteada roja) y subsolado (línea de guiones verde) (Zoz & Grisso, 2003)



Telmo Palancar

Problema tipo de locomoción extraviaria

Dada la complejidad de consideraciones y conceptos que engloba la resolución de un problema de armonización de conjuntos, en el que debe determinarse cuál es el conjunto más apropiado para realizar una labor, la marcha más adecuada para abastecer la demanda de esfuerzo y cumplir con el requisito de velocidad, la estimación del patinamiento y rodadura así como el cálculo de la eficiencia tractiva se desarrolla a continuación un problema modelo que puede ser empleado como guía para resolver problemas similares.

Enunciado

Se cuenta con un tractor de diseño convencional cuyos datos se adjuntan. Se debe formar el conjunto más armónico posible con un implemento de labranza primaria, de arrastre, que demanda 300 kg por cuerpo. El esfuerzo de tracción es totalmente horizontal (no hay componente V). Se puede estimar el peso adherente según la propuesta de F.M. Zoz ($Qadh_1 = Q_1 + 0,25 T$). La velocidad real de avance de la labor no debe superar los 10km/h.

Se deberá justificar con cálculos: a) el conjunto más armónico con el número de cuerpos aconsejado para un patinamiento aceptable; b) la máxima velocidad de desplazamiento del conjunto que satisfaga la fuerza total demandada tanto por el tiro como por la rodadura; c) calcular el porcentaje de carga y la eficiencia tractiva global alcanzada y de no ser la máxima hipotetizar a que se debe; d) calcular si el suelo resiste el esfuerzo cortante que harán las ruedas mediante la expresión de Coulomb; e) determinar qué sucedería si en algún lugar del lote se incrementara el esfuerzo de tiro en un 40%; f) si a continuación de la labranza primaria, se tuviese que hacer una labranza secundaria de refinación y nivelación con una rastra de discos liviana que demanda 800kg ¿qué cambios deberían recomendarse?. Considerar que en esa condición el suelo tendrá una resistencia a la penetración de 300kPa (43,5PSI).

Datos:

Nm: 100 CV (73,6 kW) PMn: 32 kgm (313,16 Nm) PMmáx: 35 kgm (343 Nm) Q Total: Sin lastre: 3500 kg (Q₁: 2333 kg) Con lastre: 4700 kg (Q₁: 3200 kg) Neumáticos motrices: 18.4-34 Neumáticos delanteros: 10-16 Diámetro = 875 mm

Marcha	Rtt	Velocidad teórica (km/h)
1	202,26	3,2
2	128,91	5,1
3	97,10	6,7
4	75,67	8,6
5	60,69	10,7
6	46,55	14,0

Suelo Franco arcilloso: Cohesión: 30kN/m² ángulo de roce interno ϕ : 15° IC: 190 PSI (1310 kPa) Eficiencia de la transmisión: 0,9

Solución

- a) Para establecer cuando un equipo es armónico se busca un coeficiente de tracción t de 0,4 que implicaría un patinamiento de 12-15% para un tractor 2WD

$$t = \frac{T}{Qad}$$

Para 4 cuerpos:

$$T = 4 \times 300kg = 1200kg$$

Cómo es labranza primaria se deben colocar todos los lastres para reducir el patinamiento por lo que el peso adherente trasero se calcula como:

$$Qad = Q_{1CL} + Tx0,25 = 3200kg + 1200kg \times 0,25 = 3500kg$$

$$t = \frac{T}{Qad} = \frac{1200kg}{3500kg} = 0,34$$

Un coeficiente de tracción inferior a 0,4 indicará que el equipo no es armónico, que el apero es demasiado chico para ese tractor y por lo tanto se está desaprovechando tiro (se podría tirar más). Este conjunto tendrá un patinamiento bajo (8%).

Se repiten los cálculos con un cuerpo más

$$T = 5 \times 300\text{kg} = 1500\text{kg}$$

$$Qad = Q_{1CL} + Tx0,25 = 3200\text{kg} + 1500\text{kg} \times 0,25 = 3575\text{kg}$$

$$t = \frac{T}{Qad} = \frac{1500\text{kg}}{3575\text{kg}} = 0,42$$

Se acerca bastante a 0,4 el patinamiento podría estimarse en un 16% (es un conjunto armónico)

Con 6 cuerpos seguramente el t aumentaría mucho, indicando un equipo muy pesado para un tractor liviano, el patinamiento reduciría mucho la velocidad real de avance.

$$T = 6 \times 300\text{kg} = 1800\text{kg}$$

$$Qad = Q_{1CL} + Tx0,25 = 3200\text{kg} + 1800\text{kg} \times 0,25 = 3650\text{kg}$$

$$t = \frac{T}{Qad} = \frac{1800\text{kg}}{3650\text{kg}} = 0,49$$

No sería un conjunto armónico, por ser un apero grande para un tractor chico. El patinamiento podría estimarse en 18-20%.

A partir de estos cálculos se establece que el conjunto más armónico para ese tractor será con el equipo de 5 cuerpos de 1500kg de esfuerzo de tiro.

b) La fuerza que tendrá que hacer en total el eje de las ruedas será el tiro más la rodadura (lo que le cuesta llevarse a sí mismo al tractor en ese suelo deformable). La rodadura puede estimarse a partir del modelo de Wismer y Luth (1972).

$$R = Qad \times k$$

$$k = \frac{1,2}{Cn} + 0,04$$

$$Cn = \frac{ICxbxd}{Qad/2}$$

Para el cálculo del Cn falta el valor del diámetro del neumático motriz. En el enunciado solo se cita el valor del diámetro de neumáticos delanteros, pero no de los traseros. El valor del diámetro trasero se puede despejar a partir de la expresión de velocidad teórica:

$$Vt (m/s) = \frac{2 \times \pi \times r (m) \times n_{nom} (1/min)}{60 \times rtt}$$

En el enunciado tampoco se brinda el régimen nominal (n_{nom}) pero el mismo se puede despejar a partir de la potencia máxima del motor y el par motor nominal.

$$N (CV) = \frac{Pm \times n_{nom}}{716} \Leftrightarrow n_{nom} = \frac{Nx716}{Pm} = \frac{100CV * 716}{32kgm} = 2237 rpm$$

Se despeja el radio usando la velocidad teórica de primera (3,2km/h) y la relación de transmisión total de primera (202,26). El resultado es independiente de la marcha que se utilice, se podría haber usado la relación de transmisión de segunda (128,9) y la velocidad teórica de segunda (5km/h) y el cálculo del radio arrojaría el mismo valor.

$$r = \frac{Vt \times 60 \times rtt}{2 \times \pi \times n_{nom}} = \frac{\frac{3,2 km/h}{3,6 m.h/km.s} \times 60 s/min \times 202,26}{2 \times \pi \times 2237 1/min} = 0,77m$$

Por lo que el diámetro será 1,54m. Con este dato se puede calcular el Cn. Debe prestarse especial atención a las unidades que se utilizan en el cálculo. El Cn es adimensional y las unidades se deben poder cancelar. Se puede usar el sistema inglés o el Sistema Internacional. Con ambos sistemas se debe llegar al mismo valor. Si se usa el sistema inglés, ya se conoce el IC en PSI (del inglés Pound per Square Inch o libras/pulgada²) que es de 190, el ancho de pisada es b=18,4" (pulgadas), el diámetro en pulgadas es 154cm/2,54cm/"= 60,6". Resta pasar el peso adherente de kg a libras. Sabiendo que una libra son 0,454kg el cálculo es 3575kg / 0,454kg/libra = 7874libras

$$Cn = \frac{ICxbxd}{Qad/2} = \frac{190 \text{ libras/pulgada}^2 \times 18,4 \text{ pulgadas} \times 60,6 \text{ pulgadas}}{\frac{7874 \text{ libras}}{2}}$$

$$Cn = 53,8$$

Si se hubiese usado el Sistema Internacional de Unidades se usará el IC en kPa (o Pascales = N/m²) (1310kPa), el ancho de pisada se expresa en m (18,4" x 0,0254m/pulgada = 0,467m), el diámetro en metros (1,54m) y el peso adherente en N (3575kg x 9,8 N/kg = 35035N).

$$Cn = \frac{ICxbxd}{Qad/2} = \frac{\frac{1310000}{m^2} \times 0,467m \times 1,54m}{\frac{35035N}{2}} = 53,8$$

Se puede ver que se llega al mismo resultado, independientemente del sistema de unidades empleado.

Con el Cn se calcula el coeficiente de rodadura y la rodadura:

$$k = \frac{1,2}{Cn} + 0,04 = \frac{1,2}{53,8} + 0,04 = 0,062$$

$$R = Qad \times k = 3575kg \times 0,062 = 222,7kg$$

La fuerza demandada será la sumatoria del esfuerzo de tiro y de la rodadura demandada.

$$Fd = T + R = 1500kg + 223kg = 1723kg$$

Calculada la fuerza demandada en el eje, debe determinarse que marcha puede hacer dicha fuerza con la expresión:

$$Fof = \frac{Pm_{nom} \times rtt \times \eta_{tt}}{r}$$

Para primera el cálculo será:

$$Fof_1 = \frac{32kgm \times 202,26 \times 0,9}{0,77m} = 7565kg$$

La fuerza ofrecida es 7565kg y se están demandando 1723kg, está sobrando mucha fuerza en primera, se prueba en un cambio más alto.

$$Fof_2 = \frac{32kgm \times 128,91 \times 0,9}{0,77m} = 4821kg$$

Sigue sobrando mucha fuerza, se prueba en el siguiente cambio

$$Fof_3 = \frac{32kgm \times 97,1 \times 0,9}{0,77m} = 3632kg$$

Sigue sobrando mucha fuerza, se prueba en el siguiente cambio

$$Fof_4 = \frac{32kgm \times 75,67 \times 0,9}{0,77m} = 2830kg$$

Sigue sobrando fuerza, se prueba en el siguiente cambio

$$Fof_5 = \frac{32kgm \times 60,69 \times 0,9}{0,77m} = 2270kg$$

Todavía sobra fuerza, se prueba en el último cambio

$$Fof_6 = \frac{32kgm \times 46,55 \times 0,9}{0,77m} = 1741kg$$

Se puede ver que en el cálculo de la fuerza ofertada en cada marcha hay un conjunto de valores que no cambian que son el par motor nominal, el rendimiento de la transmisión y el radio del neumático. Esa operación se puede guardar en la memoria de la calculadora ($Pm_{nom} \times \eta_{tt}$ / r) y dicho valor que será constante, multiplicarlo por las distintas rt de cada cambio para tener la fuerza ofrecida en cada marcha.

También se puede omitir el cálculo de fuerza ofrecida en cada marcha y directamente despejar cual es la relación de transmisión mínima que se necesita tener para hacer la fuerza demandada de 1723kg. En el lugar de la Fuerza ofertada se coloca el de la demandada (1723kg) y se despeja la relación de transmisión total. A esta relación de transmisión se la llama de corte, porque divide las marchas que pueden de las que no pueden hacer la fuerza

$$rt_{corte} = \frac{Fd \times r}{Pm_{nom} \times \eta_{tt}} = \frac{1723kg \times 0,77m}{32kgm \times 0,9} = 46,06$$

Las marchas con más de 46,06 lo pueden tirar, las de menos no, todas son mayores a ese valor, todas lo pueden tirar.

Convendría ir lo más rápido posible para ser más eficiente, y hacer el trabajo en menos tiempo, se elegiría entonces sexta, pero la labor está limitada a 10km/h y en sexta ese valor se va a superar.

c) Se calcula el porcentaje de carga, es decir, cuan cerca de par motor nominal (potencia máxima) se está trabajando. Se calcula relacionando la Fuerza demandada con la ofertada por la marcha (sexta).

$$\%carga_6 = \frac{Fdem}{Fof} \times 100 = \frac{1723kg}{1741kg} \times 100 = 98,97\%$$

Si se eligiese sexta el motor estaría trabajando a potencia máxima y estaría entrando permanentemente en la zona de sobrecarga estable con las variaciones del esfuerzo que tenga la labor. Además, debería verse cuál es la reserva de par. Recuérdese que el motor puede trabajar cerca de potencia máxima cuando tiene mucha reserva de par. Pero en motores de regulación mecánica difícilmente se aconseje trabajar con un porcentaje mayor a 90% aunque tenga mucha reserva por lo que sexta quedaría descartada.

$$RP (\%) = \frac{Pm_{máx} - Pm_{nom}}{Pm_{nom}} \times 100 = \frac{35lgm - 32kgm}{32kgm} \times 100 = 9,4\%$$

La reserva de par es muy baja

Como se descartó 6ta, se calcula el % de carga en 5ta

$$\%carga_5 = \frac{Fdem}{Fof} \times 100 = \frac{1723kg}{2270kg} \times 100 = 76\%$$

Es un porcentaje un poco bajo, hay un gran salto entre 6ta y 5ta.

Se elige por tanto trabajar en 5ta con un porcentaje de carga del 76%

Se puede calcular la eficiencia tractiva que tendrá el tractor tirando el apero de 5 cuerpos en quinta.

$$\eta_{TG} = \frac{Nb}{Nm} \times 100 = \frac{T \times Vr}{Nm} \times 100$$

El valor de eficiencia tractiva global óptimo sería 0,6 por ser un tractor 2WD aunque difícilmente se consiga

Para la velocidad real se debe tener en cuenta la velocidad teórica y el porcentaje de patinamiento estimado en el inciso a (16%).

$$Vr = Vt (1 - pat) = 10,7 \text{ km/h} (1 - 0,16) = 9 \text{ km/h} = 2,5 \text{ m/s}$$

Al multiplicar la velocidad en metros por segundo por el tiro en kg queda la potencia en kgm/s. Sabiendo que 75kgm/s es un CV, se divide el resultado por 75 y queda la potencia en CV.

$$Nb = \frac{T \times Vra}{75 \text{ kgm/s CV}} = \frac{1500kg \times 2,5 \text{ m/s}}{75 \text{ kgm/s CV}} = 50CV$$

Para la eficiencia tractiva se relaciona la potencia en la barra con la potencia nominal del motor

$$\eta_{TG} = \frac{Nb}{Nm} \times 100 = \frac{50CV}{100CV} \times 100 = 50\%$$

No se está llegando al 60% porque el motor está descargado (trabajando al 76% de carga). Por ser una labor de esfuerzo desuniforme y variable no se puede acercar a potencia máxima (además de por la baja reserva de par) y eso limita conseguir una mayor eficiencia tractiva.

Si se hubiese optado por llevar 6 cuerpos ($T = 1800\text{kg}$) con un patinamiento estimado del 19% podría determinarse en principio si la misma marcha lo podría tirar. Asumiendo que la rodadura se mantiene constante (223kg) la nueva fuerza demandada será:

$$F_{dem} = T + R = 1800\text{kg} + 223\text{kg} = 2023\text{kg}$$

El porcentaje de carga usando quinta será

$$\%carga_5 = \frac{F_{dem}}{F_{of}} \times 100 = \frac{2023\text{kg}}{2270\text{kg}} \times 100 = 89\%$$

Lo que resulta muy elevado para un tractor con tan poca reserva de par (9%).

Se debería bajar un cambio (4ta) y recalcular el % de carga.

$$\%carga_4 = \frac{F_{dem}}{F_{of}} \times 100 = \frac{2023\text{kg}}{2830\text{kg}} \times 100 = 71\%$$

En este cambio lo podrá tirar, aunque un poco más descargado que el apero de 5 cuerpos tirado en 5ta.

Se calcula la velocidad real en 4ta con un 19% de patinamiento

$$Vr_4 = Vt (1 - pat) = 8,6 \text{ km/h} (1 - 0,19) = 7 \text{ km/h} = 1,94 \text{ m/s}$$

Y la potencia en la barra que se consigue es:

$$Nb = \frac{T \times Vra}{75 \text{ kgm/s CV}} = \frac{1800\text{kg} \times 1,94 \text{ m/s}}{75 \text{ kgm/s CV}} = 46,5 \text{ CV}$$

Se puede ver que al tirar un cuerpo más se aumenta el esfuerzo de tiro, pero como es necesario bajar un cambio y además el patinamiento aumenta, la caída de velocidad real es más

pronunciada que el incremento del tiro por lo que da menos potencia en la barra y en consecuencia menos eficiencia tractiva que con el conjunto de 5 cuerpos tirado en 5ta.

$$\eta_{TG} = \frac{Nb}{Nm} \times 100 = \frac{46,5CV}{100CV} \times 100 = 46,5\%$$

Si se hubiese optado por llevar 4 cuerpos ($T = 1200\text{kg}$) con un patinamiento estimado del 8% podría determinarse en que marcha lo podría tirar. Asumiendo que la rodadura se mantiene constante (223kg) la nueva fuerza demandada será:

$$Fdem = T + R = 1200\text{kg} + 223\text{kg} = 1423\text{kg}$$

Se observa que lo podría tirar en sexta que ofrece una fuerza en el eje de 1741kg.

El porcentaje de carga usando sexta será

$$\%carga_5 = \frac{Fdem}{Fof} \times 100 = \frac{1423\text{kg}}{1741\text{kg}} \times 100 = 82\%$$

Lo que puede ser posible por la escasa reserva de par (9%).

Se calcula la velocidad real en 6ta con un 8% de patinamiento

$$Vr_6 = Vt (1 - pat) = 14 \text{ km/h} (1 - 0,08) = 12,9 \text{ km/h} = 3,58 \text{ m/s}$$

Dicha velocidad real, supera la velocidad recomendada de 10km/h por lo que debería descartarse. No obstante, se calcula la potencia en la barra que se conseguiría que es:

$$Nb = \frac{T \times Vra}{75 \frac{\text{kgm}}{\text{s}} CV} = \frac{1200\text{kg} \times 3,58 \text{ m/s}}{75 \frac{\text{kgm}}{\text{s}} CV} = 57,3CV$$

Se puede ver que al tirar un cuerpo menos se reduce el esfuerzo de tiro, pero como se puede subir un cambio y además el patinamiento se reduce, la caída del esfuerzo de tiro es más chica que el incremento de velocidad por lo que da más potencia en la barra y en consecuencia más eficiencia tractiva que con el conjunto de 5 cuerpos tirado en 5ta.

$$\eta_{TG} = \frac{Nb}{Nm} \times 100 = \frac{57,3CV}{100CV} \times 100 = 57,3\%$$

El valor de eficiencia tractiva obtenido es casi el máximo que se puede obtener para este diseño (60%). No obstante, debe tenerse presente que 13km/h es una velocidad excesiva, no recomendada para ninguna labranza primaria.

d) Se debe calcular la fuerza máxima que puede soportar el suelo y compararla con la que harán las ruedas motrices (1723kg). Si no la soportara el tractor no podría avanzar

Usando la ecuación de Coulomb- Micklethwaite

$$F_{max} = c \times S + Q_{ad} \times \tan \phi$$

Como datos se tiene la cohesión del suelo (30kN/m^2) y el ángulo de roce interno de las partículas (15°). El peso adherente es 3575kg y la superficie de contacto rueda suelo se puede calcular a partir del diámetro del neumático (1,54m) y del ancho de pisada (18,4").

Los 30000N/m^2 se pueden convertir en kg/m^2 dividiéndolos por $9,8 = 3061\text{kg/m}^2$.

La superficie de apoyo de las dos ruedas se puede calcular sabiendo que es una elipse y su superficie es igual a $b \times l \times 0,78$ (donde b es el ancho de pisada (18,4 pulgadas) l es el largo de la pisada (igual al 31% del diámetro en un suelo firme) y 0,78 es $\pi/4$.

$$S = b \times l \times 0,78$$

$$b = 18,4'' \times 2,54 \frac{\text{cm}}{\text{in}} \times 0,01 \frac{\text{m}}{\text{cm}} = 0,467\text{m}$$

$$l = 0,31 \times 1,54\text{m} = 0,477\text{m}$$

$$S = b \times l \times 0,78 = 0,467\text{m} \times 0,477\text{m} \times 0,78 = 0,174\text{m}^2$$

Como son dos ruedas la superficie de contacto será $0,174 \times 2 = 0,35\text{m}^2$

Y la fuerza de corte máxima que soporta el suelo se calcula como

$$F_{max} = c \times S + Q_{ad} \times \tan \phi$$

$$F_{max} = 3061 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \times 0,35\text{m}^2 + 3575\text{kg} \times \tan 15$$

$$F_{max} = 1071\text{kg} + 957\text{kg} = 2029\text{kg}$$

Como la Fmáx que soporta el suelo (2029kg) es mayor a la fuerza que van a hacer ambas ruedas (1723kg) el suelo soportará el esfuerzo.

e) Si en algún lugar del lote el esfuerzo de tiro se incrementara en un 40% (cuando se tira el implemento recomendado originalmente de 5 cuerpos = 1500kg) el nuevo esfuerzo sería:

$$T' = T \times 1,4 = 1500\text{kg} \times 1,4 = 2100\text{kg}$$

Que totalizaría una fuerza demandada (considerando que la rodadura se mantiene constante e igual a 223kg) de:

$$F_{dem'} = T' + R = 2100\text{kg} + 223\text{kg} = 2323\text{kg}$$

La fuerza ofertada en 5ta es 2270kg por lo que al motor no le alcanza con el par motor nominal para satisfacer la nueva demanda. Se puede calcular si el motor podrá resistir la nueva fuerza demandada determinando la fuerza máxima que puede hacer antes de calarse, cuando entrega su par motor máximo.

$$F_{máx_5} = \frac{P_{máx} \times rtt \times \eta_{tt}}{r} = \frac{35\text{kgm} \times 60,69 \times 0,9}{0,77m} = 2483\text{kg}$$

Se observa que el motor entrará en sobrecarga (porque la nueva carga demandada supera lo que puede ofrecer con el par motor nominal) pero no se apagará ya que puede soportar hasta 2483kg antes de apagarse y la nueva demanda será de 2323kg, inferior a la oferta. No obstante, la nueva fuerza demandada (2323kg) supera la fuerza de corte que resiste el suelo (2029kg) y el tractor se quedará patinando

f) Si luego de la labranza primaria se debiera realizar una labranza secundaria que demanda 800kg de esfuerzo de tiro sobre el suelo recién labrado de 300kPa de índice de cono debería utilizarse el tractor sin los lastres (ya que el esfuerzo de tiro a realizar es bajo y el suelo está muy blando con lo que el tractor va a generar mucha huella).

El coeficiente de tracción en la labranza secundaria será:

$$Q_{ad} = Q_{1SL} + Tx0,25 = 2333\text{kg} + 800\text{kg} \times 0,25 = 2533\text{kg}$$

$$t = \frac{T}{Q_{ad}} = \frac{800\text{kg}}{2533\text{kg}} = 0,31$$

Se observa que, a pesar de quitarle todos los lastres, el coeficiente de tracción será bajo porque el esfuerzo de tiro es muy bajo también, en consecuencia, el quitarle los lastres al tractor no incrementará su patinamiento y reducirá sustancialmente su rodadura que, en un suelo blando, recién labrado, será una pérdida de potencia importante.

Para calcular la rodadura, con el peso adherente sin los lastres ($2533\text{kg}/0,454\text{kg/libra} = 5579\text{libras}$) y con el índice de cono del suelo recién labrado el cálculo será:

$$Cn = \frac{ICxbxd}{Q_{ad}/2} = \frac{\frac{43,5 \text{ libras}}{\text{pulgada}^2} \times 18,4 \text{ pulgadas} \times 60,6 \text{ pulgadas}}{\frac{5579 \text{ libras}}{2}}$$

$$Cn = 17,4$$

Con el Cn se calcula el coeficiente de rodadura:

$$k = \frac{1,2}{Cn} + 0,04 = \frac{1,2}{17,4} + 0,04 = 0,109$$

$$R = Qad \times k = 2533kg \times 0,109 = 276kg$$

La fuerza demandada será la sumatoria del esfuerzo de tiro y de la rodadura demandada.

$$Fd = T + R = 800kg + 276kg = 1076kg$$

Se puede observar que dicha demanda de fuerza puede ser alcanzada hasta en el cambio de menos fuerza, 6ta, que ofrece 1741kg, inclusive con un porcentaje de carga muy bajo, del 62%. En las labranzas secundarias difícilmente se alcancen coeficientes de tracción que indiquen conjuntos armónicos y % de carga importantes porque son tareas livianas en general.

Bibliografía citada y sugerida

- Arana, I.; Mangado, J.; Arnal, P.; Arazuri, S.; Alfaro, J.R.; Carén, C. (2010). Evaluation of risk factors in fatal accidents in agriculture. Spanish Journal of Agricultural Research. 8 (3), 592-598.
- Arnal Atares, P.V.; Laguna Blanca, A. 2000. Tractores y Motores Agrícolas. Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación. Ediciones Mundi-Prensa. 531pp
- Botta, G.; Draghi, L.; Jorajuria, D. 2004. Los tractores agrícolas. Secretaría de Extensión Universitaria, Departamento de Publicaciones e Imprenta. UNLuján. ISBN 987-9285/11/5. 220pp.
- Cedra, C.; Gauthier, D. 1990. Les Moteurs Diesel. Technologie et Fonctionnement. CEMAGREF. Francia. 195 pp.
- De Simone, M.; Draghi, L.; Hilbert, J.; Jorajuria Collazo, D. 2006. El tractor agrícola. Fundamentos para su selección y uso. Ediciones INTA. ISBN 10:987-521-211-3.
- DLG. 2023. Website DLG. Disponible en: <https://www.dlg.org/en/>. Último acceso: marzo 2023.
- Ferrari, H.; Ferrari, M.C. (2016). Técnica simple y eficaz para determinar la presión de inflado adecuada para los neumáticos agrícolas. 5pp. INTA Concepción del Uruguay.
- Giacosa, D. 1968. Motori Endotermici. Ed. Ulrico Hoepli. Milano, Italia. 730 pp.
- Gil Sierra, J. 1998. Elementos hidráulicos en los tractores y máquinas agrícolas. Ediciones Mundi-Prensa. 256 pp.
- Goering, C. 1989. Engine & Tractor Power. American Society of Agricultural and Biological Engineers, St. Joseph, Michigan. USA. 404pp.
- Gracia López, C.; Velázquez Martí, B. 2003. Diseño de piezas en maquinaria agrícola. Editorial UPV. ISBN 84-9705-485-7. 241 pp.
- Koolen, A. J.; Kuipers, H. 1983. Agricultural Soil Mechanics. Ed. Springer – Verlag. Berlín, Alemania. 240 pp.
- Márquez Delgado, L. 2012. Tractores agrícolas: Tecnología y utilización. B&H Editores. 844pp.
- Nebraska Tractor Test Lab, 1994. Nebraska Summary: S156 John Deere 6300. Nebraska Tractor Tests. 2739. Disponible en: <https://digitalcommons.unl.edu/tractormuseumlit/2740>. Último acceso: marzo de 2023.
- OCDE. 2019. OCDE Guideline for Code 2. Disponible en: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/Guidelines-on-OECD-Code-2.pdf>. Último acceso: marzo de 2023.
- OCDE. 2023a. Website de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos. Disponible en: <https://www.oecd.org/>. Último acceso: marzo de 2023.

OCDE. 2023b. Code 2: OECD Standard Code For The Official Testing Of Agricultural And Forestry Tractor Performance. Disponible en: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf>. Último acceso: marzo de 2023.

Ortiz Cañavate, J.; Hernanz, J. L. 1989. Técnica de la Mecanización Agraria. Ed. Mundi – Prensa. Madrid, España.

Pelizzari, F. 2017 Los neumáticos agrícolas como causantes de la compactación del suelo. Tesis final de grado. Universidad Nacional de La Pampa. Director: Guido Botta.

Sánchez-Girón Renedo, V. 1996. Dinámica y Mecánica de Suelos. Ediciones Agrotécnicas, S.L. Madrid. 426 pp.

Stevenazzi. Máquinas Térmicas Cesarini Hnos. Ediciones.

Zoz, F.M.; Grisso, R. 2003. Tractor design N°27. Traction and tractor performance. ASAE Distinguished Lecture Series.

Videos de youtube (en orden de aparición)

MrDionisio2010. (2010). *La máquina de vapor* <https://www.youtube.com/watch?v=koi1ljGnyyl>

Thomas Schwenke ES. (2017) *¿Cómo funciona un motor de dos tiempos?* (Animación) https://www.youtube.com/watch?v=g9kKzzkeJPQ&ab_channel=ThomasSchwenkeES

Lesics Espanola (2020) Motor Diésel. *¿Cómo funciona?* https://www.youtube.com/watch?v=_YiLSR57Sz4

Thomas Schwenke ES (2017) *¿Cómo funciona un turbocompresor?* (Animación) https://www.youtube.com/watch?v=FJahhMXRLJA&ab_channel=ThomasSchwenkeES

AUTOTECNICATV (2021) #TURBO simple VS. Geometría variable *¿Cómo funciona?* https://www.youtube.com/watch?v=lEFiRNWURSQ&ab_channel=AUTOTECNICATV

Deivasigamani Arunachalam (2019) Diesel Engine Air & Exhaust Flow <https://www.youtube.com/watch?v=lWQQZCZf5H8>

Daniel Aguilar (2014) BOMBA DE INYECCION LINEAL DIESEL <https://www.youtube.com/watch?v=qAKBm8ctgXk>

Engineering Using Animation (2021) inline fuel injection pump (3d animation) <https://www.youtube.com/watch?v=lutYuiYcs8>

Cristian Santander (2013) Inyección diesel https://www.youtube.com/watch?v=72X1v34vNHo&ab_channel=CristianSantander

AUTOTECNICATV (2015) Los nuevos Motores Diesel. #3 El Common Rail. Tecnología BOSCH https://www.youtube.com/watch?v=snamX1fEW_g&ab_channel=AUTOTECNICATV

AUTOTECNICATV (2020) Programa especial: Motores DIESEL con BIO-DIESEL. Lo que hay que saber. https://www.youtube.com/watch?v=MnRedplb7II&ab_channel=AUTOTECNICATV

Motorservice Group (2020) Exhaust gas recirculation (EGR) made easy https://www.youtube.com/watch?v=E2_l0DSxsql&ab_channel=MotorserviceGroup

- Thomas Schwenke ES (2017) ¿Cómo funciona un embrague? (Animación)
https://www.youtube.com/watch?v=6j_nWI9m-MY
- Thomas Schwenke ES (2017) ¿Cómo funciona un embrague multidisco? (Animación)
<https://www.youtube.com/watch?v=CADe8EJRa2E>
- spinductor600 (2009) Movimientos del tren epicicloidal
<https://www.youtube.com/watch?v=ZLfSo3A6tFo&t=1s>
- Lesics Española (2017) Transmisión manual cómo funciona
<https://www.youtube.com/watch?v=bDM2Y0SrUUM>
- New Holland Agriculture (2018) New Holland Dynamic Command™ transmission
<https://www.youtube.com/watch?v=inXZnoKoKO4>
- David Vicente (2019) John deere 7710 powershift con inversor en el volante
<https://www.youtube.com/watch?v=zkj9E3wQ-bA&t=36s>
- Lesics Española (2021) ¿Cómo funciona un diferencial? <https://www.youtube.com/watch?v=Mls-RpWqCNew>
- 1Coleitor (2009) Tractor John Deere 2530 Patinando parte II
<https://www.youtube.com/watch?v=5XrVhjeSiZI>
- farmcards (2021) How to Adjust the Rear Wheel Spacing on a John Deere Tractor, (John Deere 4020 Model) <https://www.youtube.com/watch?v=T4NvBrlg92s>
- mecanizmalar (2013) Hydrostatic Transmission <https://www.youtube.com/watch?v=qxZFSNITK-c>
- Ivan Yeremenok (2018) ZF CVT-Technology for Agricultural Machinery
<https://www.youtube.com/watch?v=vDIsvEBgHWY>
- Paola Sokolowsky (2019) desarme de tractor new holland TD65F
<https://www.youtube.com/watch?v=Q913RPBab5o>
- Cosmo0203 (2010) Tractor Power Hop From The 1970s <https://www.youtube.com/watch?v=tdObZ6jQoo>
- bigtractorpower (2017) International 1086 Tractor with Front Wheel Assist
<https://www.youtube.com/watch?v=hc4WhbnQCQI>
- Sembradoras Monumental (2015) Sembradora Monumental Air Drill 10000, granos finos, Chivilcoy (Buenos Aires) TRACTOR PAUNY <https://www.youtube.com/watch?v=Dpx6fXx57g0>
- Industrias Fragar S.A. (2019) NUEVA DESMALEZADORA HIDRÁULICA ARTICULADA
<https://www.youtube.com/watch?v=Zv69GiBfxqE>
- MetalMec S.R.L. (2017) HOYADORA - METALMEC SRL
<https://www.youtube.com/watch?v=7HhAIAnDC4M>
- ID DAVID (2017) Hedging topping pruner | Prepodadora de arboles | Poda olivar en seto | iD David <https://www.youtube.com/watch?v=0nuJTLnDZYg>
- monsterchannel24 (2016) IMPRESSIVE Harvester by John Deere! Epic machine!
<https://www.youtube.com/watch?v=v2-fo3kqTEg>
- Nestor81315 (2012) RASTRA DE DISCOS DOBLE ACCION
<https://www.youtube.com/watch?v=FTCDBYQwD94>

- Fede Rubio Bouzas (2015) *Bomba de presión compensada o de pistones axiales*
<https://www.youtube.com/watch?v=AMmvYBd6NRI>
- Hidráulica y Neumática (2021) *¿Cómo funciona un cilindro hidráulico?*
<https://www.youtube.com/watch?v=6rXpmRgsimo>
- Luis Meléndez (2009) *Hidráulica – Cilindros* <https://www.youtube.com/watch?v=bNj5VqdgcqM>
- Luis Meléndez (2009) *Hidráulica – Componentes* <https://www.youtube.com/watch?v=Wn8Ras-Qguo>
- Luis Meléndez (2009) *Hidráulica – Sistema* <https://www.youtube.com/watch?v=bqZN-t0at6w>
- Carlos (2013) *Función Motor hidráulico* <https://www.youtube.com/watch?v=LAyX7w79oV4>
- Luis Meléndez (2009) *Hidráulica - Válvulas Reguladoras*
https://www.youtube.com/watch?v=bH1DS_BEIn
- Oscar Grosparts (2013) *Levante tres puntos aplicado a Valmet 1180*
https://www.youtube.com/watch?v=hek2_ru7yw
- Sembradoras Gil (2013) *Sembradora mecánica con sistema de discos*
<https://www.youtube.com/watch?v=6iy0ovrh6F0>
- Carlos Garrachon (2010) *Descompactador en condiciones adversas de baja humedad*
<https://www.youtube.com/watch?v=JTeBpz4rxQs>
- Martin Lishman (2020) *600 Litre Tractor Mounted Sprayer*
<https://www.youtube.com/watch?v=cNILkRu8cvc&t=9s>

Los autores

Coordinador

Telmo Palancar

Ing. Agr. (UNLP) Dr. Ing. Agr. (Universidad Politécnica de Valencia). Especialista en Docencia Universitaria (UNLP). Director de la Maestría en Mecanización Agrícola. Profesor Titular de Mecánica Aplicada desde 2020.

Autores

Daniel Jorajuría Collazo

Ing. Agr. (UNLP) Dr. Ing. Agr. (Universidad Politécnica de Valencia). Fue Director de la Maestría en Mecanización Agrícola. Fue Profesor Titular de Mecánica Aplicada hasta 2017. Es coautor de los Libros de texto “El tractor agrícola. Fundamentos para su selección y uso” y “Los tractores agrícolas”. Fue Director de Posgrado de la Facultad de Ciencias Agrarias y Forestales de la UNLP.

Laura Draghi

Ing. Agr. (UNLP) Magister Scientiae en Mecanización Agrícola (UNLP). Dr. Ing. Agr. (Universidad Politécnica de Valencia). Fue miembro del comité académico de la Maestría en Mecanización Agrícola. Fue Profesora Adjunta de Mecánica Aplicada hasta 2021. Es coautora de los Libros de texto “El tractor agrícola. Fundamentos para su selección y uso” y “Los tractores agrícolas”.

Luis Lozano

Ing. Agr. (UNLP). Dr. Ing. Agr. (UNLP). Investigador de CONICET. Profesor Adjunto de Mecánica Aplicada desde 2021.

Facundo Guilino

Ing. Agr. (UNLP). Cursando la maestría en Mecanización Agrícola (UNLP). Jefe de Trabajos Prácticos de Mecánica Aplicada desde 2015.

Ricardo Minervino

Ing. Mecánico. (UNLP). Jefe de Trabajos Prácticos de Mecánica Aplicada desde 1987.

Claudio Pernice

Ing. Civil. (UNLP). Jefe de Trabajos Prácticos de Mecánica Aplicada desde 2006.

Daniel Ferro

Ing. Agr. (UNLP). Ayudante Diplomado de Mecánica Aplicada desde 2020.

Guido Bellora

Ing. Agr. (UNLP). Ayudante Diplomado de Mecánica Aplicada desde 2021.

Nicolás Polich

Ing. Agr. (UNLP). Ayudante Diplomado de Mecánica Aplicada desde 2021.

Jorajuría Collazo, Daniel

Mecánica aplicada / Daniel Jorajuría Collazo ; Telmo Palancar ; Coordinación general de Telmo Palancar. - 1a ed. - La Plata : Universidad Nacional de La Plata ; La Plata : EDULP, 2025.

Libro digital, PDF - (Libros de cátedra)

Archivo Digital: descarga

ISBN 978-950-34-2554-1

1. Motores. 2. Mecánica Aplicada. I. Palancar, Telmo II. Palancar, Telmo, coord.
III. Título.

CDD 629.25

Diseño de tapa: Dirección de Comunicación Visual de la UNLP

Universidad Nacional de La Plata – Editorial de la Universidad de La Plata
48 N.º 551-599 / La Plata B1900AMX / Buenos Aires, Argentina
+54 221 644 7150
edulp.editorial@gmail.com
www.editorial.unlp.edu.ar

Edulp integra la Red de Editoriales Universitarias Nacionales (REUN)

Primera edición, 2025
ISBN 978-950-34-2554-1
© 2025 - Edulp

n
naturales


edulp
EDITORIAL DE LA UNLP



UNIVERSIDAD
NACIONAL
DE LA PLATA