

-Esquema de un acoplamiento fluido.

En sus características fundamentales, el acoplamiento fluido es extremadamente sencillo. Como se ve en la figura, los álabes de ambos rodetes están situados por completo en planos radiales y encerrados de tal forma que la corriente pueda ir radialmente del rodete de la bomba al de la turbina y regresar también radialmente de este último al primero. Aunque no existen medios mecánicos para evitar la corriente en sentido opuesto, el efecto centrífugo de una gran velocidad del rodete de bomba, producirá invariablemente, una corriente en el sentido indicado. Si las velocidades del rodete de bomba y del rodete de turbina fuesen las mismas, no existiría ninguna corriente entre las dos unidades y por lo tanto, no habría transmisión de esfuerzo alguno. La corriente producida por una diferencia de velocidad, sin embargo produce un aumento continuo de la velocidad tangencial del fluido al pasar por el rodete de bomba y la disminución correspondiente de velocidad tangencial al recorrer el rodete de la turbina. Como el caudal, el desplazamiento radial y la variación de la velocidad tangencial, son los mismos numéricamente en ambos rodetes, resulta que los momentos de torsión recibidos y transmitidos por los ejes de un acoplamiento fluido serán exactamente los mismos, independientemente de sus velocidades relativas. Debido a la diferencia que forzosamente tienen que tener las velocidades angulares, la potencia suministrada por las máquinas será siempre algo menor que la recibida. La pérdida correspondiente se debe, en parte, a la resistencia superficial y en parte a la turbulencia que se produce en la unión de las dos unidades. El rendimiento máximo de este acoplamiento fluido está muy cerca de la unidad; es decir que en condiciones de marcha normales, el “deslizamiento” del rodete de turbina (y por tanto la pérdida de potencia), es solo un tanto por ciento muy reducido.

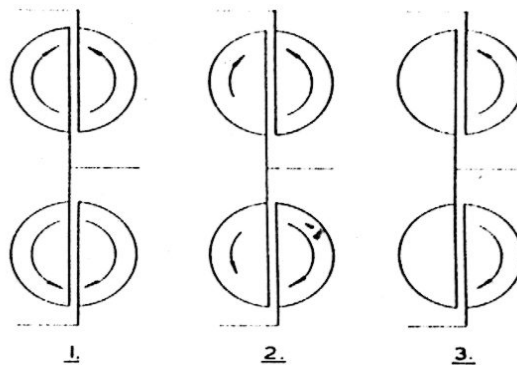
En la gráfica adjunta se ve la absorción de torque característica de un acople fluido de 14 pulgadas de diámetro, en un motor de 100HP netos a 1800rpm. La curva de absorción de torque asume como dato la velocidad (1700rpm).

En el punto A se representa la condición de no deslizamiento (el impulsor y la turbina giran a la misma velocidad), el torque transmitido es nulo y el absorbido es aproximadamente nulo también, salvo del que se requiere por el rozamiento de los rulemanes de la turbina.

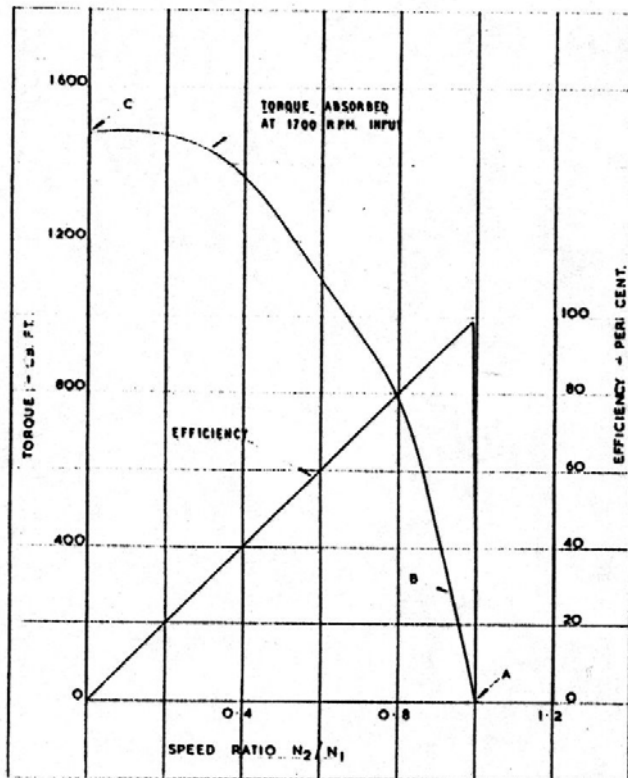
En el punto B se representa la condición de deslizamiento, Las 292 lb-ft netas del momento son absorbidas a la velocidad del motor de 1800rpm. El torque absorbido debe ser reducido por el cuadrado de la velocidad:  $292 \times (1700)^2 / 1800 = 260 \text{ lb-ft}$ . La correspondiente relación de velocidades es 0,96 y la eficiencia es 96%.

El punto C representa la situación en la que el impulsor gira a la misma velocidad que antes pero la turbina permanece estacionaria. A esta carga, las 1488lb-ft del torque son absorbidas a 1700rpm y el torque requerido a 1800rpm es:  $1488 \times (1800)^2 / 1700 = 1688 \text{ lb-ft}$ .

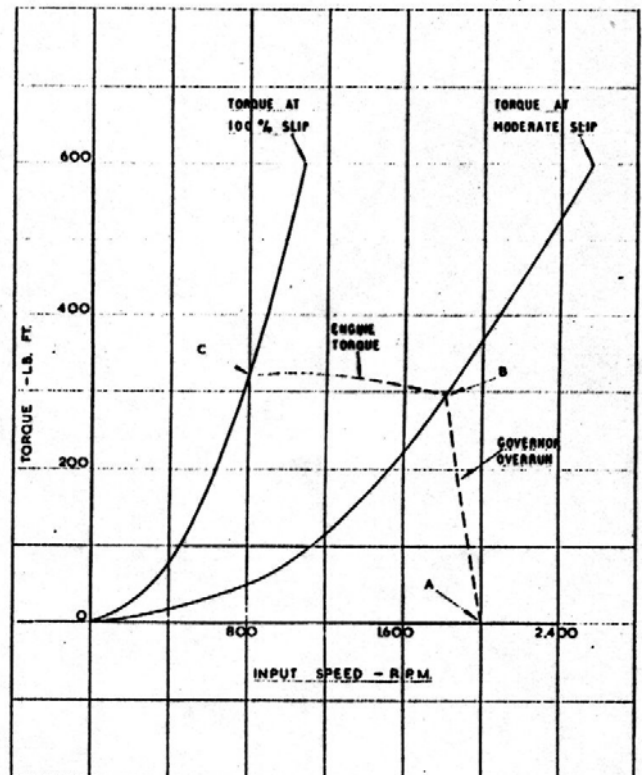
A 1800rpm con 1688lb-ft, la potencia requerida es 572HP; situación imposible para un motor de 100HP.



VARIOUS FLUID HEAD CONDITIONS FOR COUPLING



**TORQUE ABSORPTION AND EFFICIENCY OF A FLUID COUPLING AS FUNCTIONS OF SPEED RATIO**

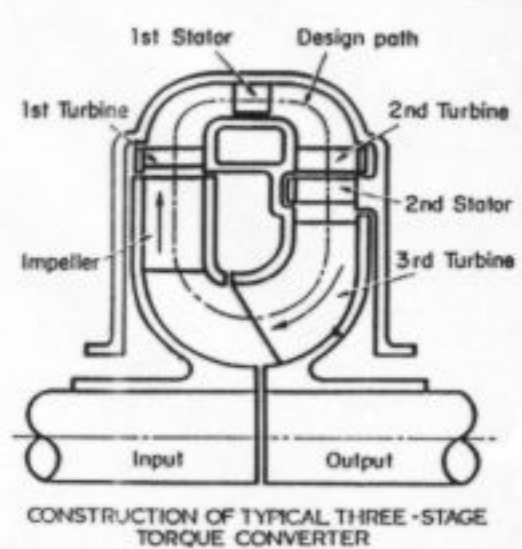
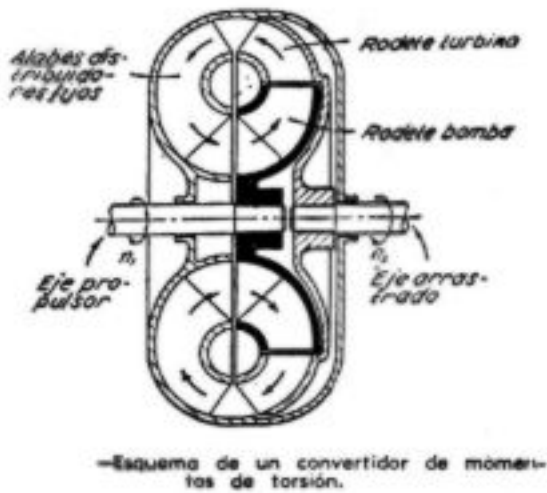


**FLUID COUPLING TORQUE AS A FUNCTION OF INPUT SPEED AND SLIP**

**Convertidor de momentos de torsión:**

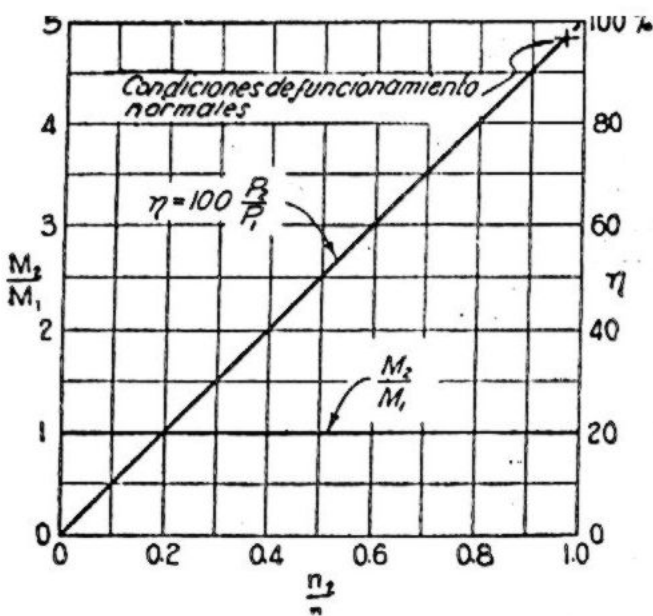
Como indica su nombre, el convertidor de momentos de torsión es distinto al acoplamiento fluido ya que, no solamente el momento de torsión transmitido por el aparato es mayor que el suministrado sino que además, la relación de momentos de torsión —en lugar de mantenerse constante— disminuye al aumentar la relación de velocidades. Para conseguir esta conversión de momentos de torsión es menester producir un cambio de la velocidad tangencial del fluido a su paso por el rodete de bomba. Esto puede lograrse únicamente dando una forma adecuada a los álabes de los dos rodetes e introduciendo uno o varios sistemas de álabes directores fijos, también denominados “stator” (ver figura) cuya curvatura proporciona unas condiciones de máximo rendimiento.

El incremento del par está determinado por la forma, ángulo y configuración de los álabes. Las unidades pueden describirse como de simple, doble o triple etapas en concordancia con el número de etapas de la turbina. A continuación se muestra un convertidor típico de tres etapas. En el presente, dependiendo de su diseño particular, los convertidores pueden entregar entre 2 y 6,5 veces el torque recibido. Con un estátor se obtienen multiplicaciones entre 2,1 a 1 y 3 a 1 mientras que en un convertidor de 3 etapas se obtienen multiplicaciones de hasta 5 o 5,5 a 1.

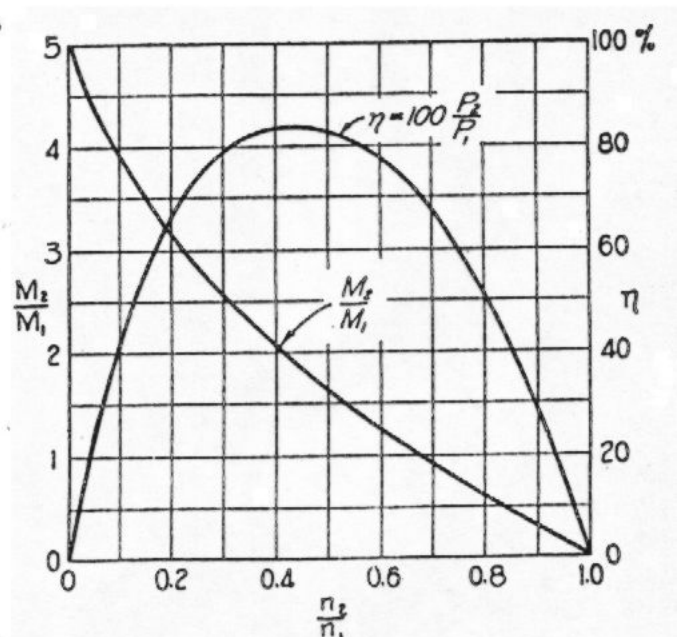


Si la relación de velocidades no fuese la correspondiente a estas condiciones óptimas, resultará una pérdida de rendimiento debida a la variación correspondiente en los diagramas de velocidades, en los puntos correspondientes a la transición *a* y desde los álabes directores. Sin embargo, la variación de velocidad en un convertidor de par será tal, que un aumento relativo en el momento de torsión del rodete de turbina acarreará invariablemente una disminución relativa de su velocidad, alcanzando por lo tanto, el momento de torsión transmitido por el aparato su máximo, cuando el rodete de turbina está totalmente calado.

Tanto en el caso del acoplamiento fluido como en el de convertidor de momentos de torsión, son de gran interés las relaciones características de velocidades, momentos de torsión y potencia (es decir, rendimiento) de los ejes de recepción y de transmisión, para unas condiciones determinadas de potencia absorbida, densidad del fluido y tamaño y velocidad de las unidades. Como estas últimas variables dimensionales pueden combinarse para formar el factor de potencia adimensional,  $P/\rho\eta^3D^5$ , se deduce que para un tipo de transmisión, las diversas relaciones habrán de ser función del mismo factor de potencia. Sin embargo, la dependencia de estas relaciones entre sí, representada para el caso de un acoplamiento fluido y un convertidor de par en las figuras siguientes, permiten comparar con facilidad las características de los dos tipos de máquinas. Es evidente que el gran valor del rendimiento máximo que tiene un acoplamiento fluido esta contrarrestado por la gran cantidad de potencia que hay que suministrarle en el caso de un deslizamiento máximo, debido a la constancia de la razón de los momentos de torsión. Como esta última desventaja está superada por el convertidor de momentos de torsión — que tiene en cambio un rendimiento relativo mucho menor, incluso en las condiciones óptimas— algunos sistemas de transmisión comerciales se componen de una combinación selectiva automática de estas dos unidades consiguiéndose así, primero un momento de torsión inicial grande y después un rendimiento de marcha también grande, todo ello por vía fluida.



—Curvas características generalizadas de un acoplamiento fluido.



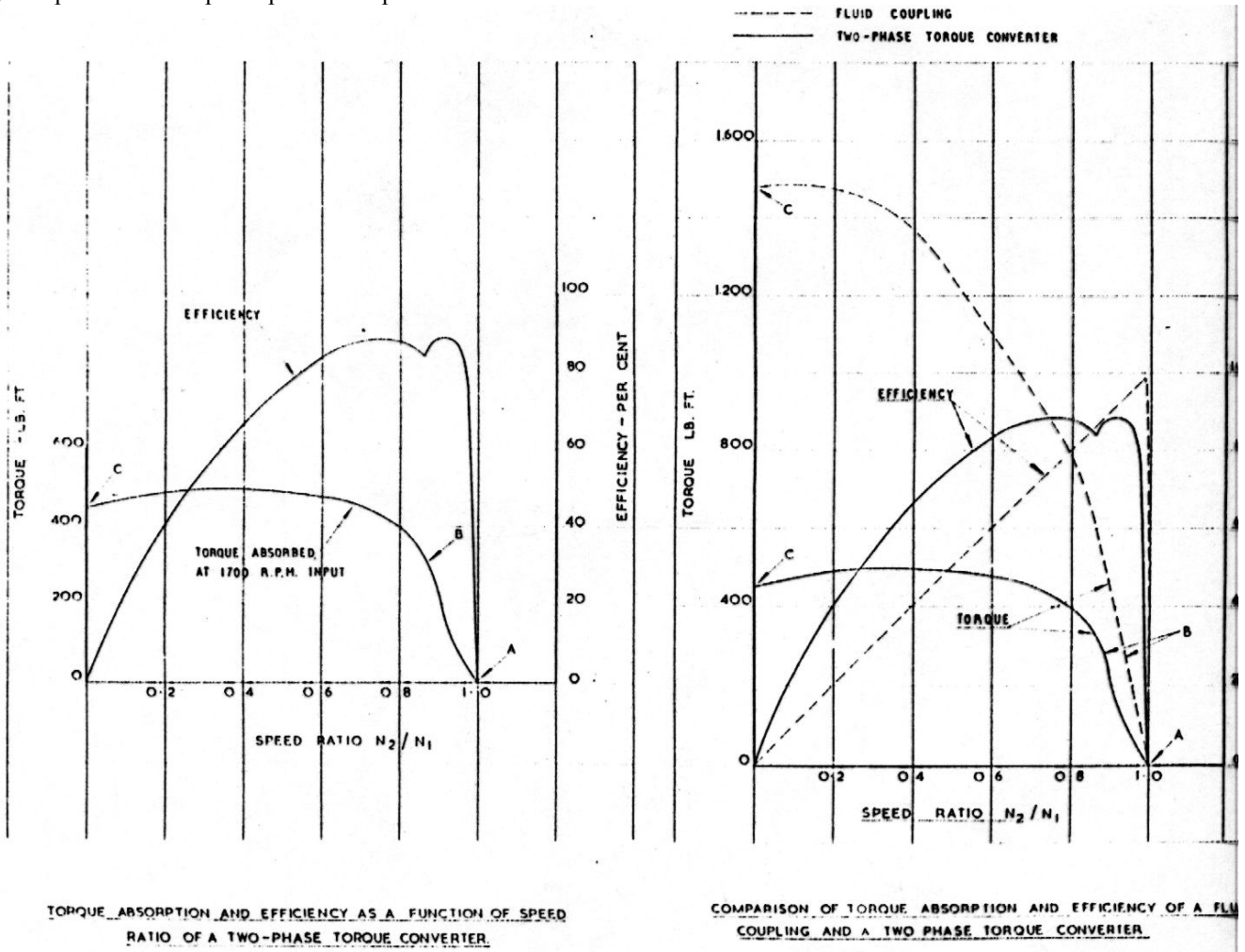
—Curvas características generalizadas de un convertidor de momentos de torsión.

Por último, considerando el motor anterior de 100HP, se tiene que:

En un convertidor simple de dos fases, descargado, la carga del fluido está en equilibrio y no hay flujo desde el impulsor a la turbina, al igual que en el caso del acople fluido. Aquí obviamente no se está transmitiendo torque, pero una pequeña cantidad de torque se consume en los rulemanes de la turbina y estátor. Esta condición se representa por el punto A de la figura siguiente, en dicho punto la eficiencia es cero.

El punto de partida de esta hipotética máquina se representa con el punto B donde, con todo el torque (292lb-ft) es absorbido a las 1800rpm del motor y el convertidor de par las corrige a 1700rpm basado en la relación de velocidades:  $292 \times (1700)^2 / 1800 = 260 \text{lb-ft}$ . La correspondiente relación de velocidades es 0,89 y la eficiencia es 86%.

Por último en el punto C, el convertidor absorberá un torque de 445lb-ft a 1700rpm de velocidad de entrada. A 1800rpm el torque absorbido deberá ser de 499lb-ft, el cual excede la capacidad del motor de 292lb-ft. Entonces, la velocidad del motor debe reducirse hasta alcanzar el equilibrio igual que en el acople fluido. La velocidad del motor se reducirá hasta 1400rpm y el equilibrio de torque se producirá aproximadamente a 322lb-ft.



## LUBRICACIÓN

### Definiciones:

**Lubricación:** proporcionar una película suave ó resbaladiza que separe dos piezas en movimiento para permitirle el moverse suavemente una contra otra.

**Funciones básicas del lubricante:**

- Reducir la fricción entre las piezas.
- Mantener una temperatura adecuada para el funcionamiento.

**Viscosidad:** es la dificultad con que un líquido fluye, depende de la temperatura.

Temperatura alta => viscosidad disminuye.

Temperatura baja => viscosidad aumenta.

Índice de viscosidad (IV): relación entre los cambios de viscosidad y temperatura.

### Introducción:

A fin de analizar la lubricación y los lubricantes del motor Diesel, es necesario emplear una terminología exclusiva a la industria del proveedor / usuario de lubricantes. El cuadro adjunto muestra una lista de dichos términos que se relacionan con propiedades, características y componentes del lubricante acabado.

#### TERMINOLOGIA DE LUBRICACION EMPLEADA POR LA INDUSTRIA DEL PROVEEDOR/USUARIO DE ACEITE FERROVIARIO

##### Términos de lubricantes

- |  |   |
|--|---|
| a. Aceite mineral                      | - Un aceite elaborado de aceites petrolíferos crudos naturales. Los aceites minerales simples no contienen aditivos.  |
| b. Aceite nafténico                    | - Un aceite mineral que contiene una preponderancia de hidrocarburos nafténicos. Estos aceites tienen bajos valores VI inherentes (0-60) y muy buenas propiedades de flujo en ambiente frío.  |
| c. Viscosidad                          | - Una medida de la resistencia al flujo de los lubricantes. Las viscosidades de aceites de motor se expresan en Grados SAE, según se especifica en la Norma J300 de Combustibles y Lubricantes SAE. Los grados SAE con sufixo W son indicados para uso a temperaturas bajas. La viscosidad de estos grados se mide por el Simulador de Arranque en Frío (CCS) y se expresa en centipoise (cP). Los grados de viscosidad sin W son indicados para temperaturas normales a altas. Su viscosidad se mide a 100 C y se expresa en centistokes (cSt). Los aceites multigrados se definen con un grado con y sin W, es decir SAE 10W-30, 15W-40, etc. |
| d. Índice de viscosidad (VI)           | - Un número empírico que describe la característica de viscosidad-temperatura de un aceite. En la industria ferroviaria, un índice de viscosidad de 84 o menos se considera mediano VI(MVI) y de 85 o más se considera alto VI(HV).   |
| e. Simulador de arranque en frío (CCS) | - Un instrumento especial empleado para medir la viscosidad de lubricantes de temperatura baja. La viscosidad del simulador de arranque en frío define la propiedad de "grado de invierno" o "W" de un lubricante multigrado.   |

##### Aditivos para lubricantes

**Compuestos químicos agregados a los lubricantes para proteger las superficies lubricadas o mejorar las propiedades del lubricante**

- |   |  |
|---|--|
| a. Inhibidor de corrosión/oxidación     | - Inhibe la corrosión y oxidación de piezas de metal en contacto con el lubricante.  |
| b. Dispersantes                         | - Dispersan los contaminantes insolubles en el lubricante e impiden su aglomeración. |
| c. Detergentes                          | - Mantienen las superficies libres de depósitos.                                     |
| d. Agentes contra el desgaste           | - Reducen la fricción y desgaste.  |
| e. Depresores del punto de fluidez      | - Permiten el flujo de los lubricantes a bajas temperaturas.                         |
| f. Mejoradores del índice de viscosidad | - Reducen el ritmo de cambio de viscosidad con la temperatura.                       |
| g. Antiespumantes                       | - Evitan la formación de espuma persistente.   |
| h. Antioxidantes                        | - Retardan la descomposición oxidativa del lubricante.                               |
| i. Desactivadores metálicos             | - Reducen el efecto catalítico del metal en el ritmo de oxidación del aceite.        |

Los primeros lubricantes usados en motores Diesel ferroviarios y otros motores de gasolina y diesel fueron aceites minerales simples, generalmente aceites nafténicos, debido a tendencia a formar depósitos de carbono más blandos al oxidarse. Los lubricantes de aquella época no tenían que ser mas complejos, ya que los motores tenían baja potencia específica (potencia por tamaño de la unidad) y estaban sujetos a reducido termoesfuerzo. Con los años, la locomotora diesel ha experimentado continuas mejoras para lograr cada vez mas potencia y mayor eficiencia de combustible. En la