



ESPAÑA

(19) ES	(11) NÚMERO 485059	(10) A1
	(21) FECHA DE PRESENTACION 16.10.79	

PATENTE DE INVENCION

(30) PRIORIDADES: (31) NÚMERO 878.346	(32) FECHA 16.2.78	(33) PAIS EE.UU.
(47) FECHA DE PUBLICIDAD	(51) CLASIFICACION INTERNACIONAL F16H 47/00, B60K 17/00	(62) PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA 477.728
(24) TITULO DE LA INVENCION "UNA TRANSMISION PARA VEHICULOS"		
(71) SOLICITANTE (ES) DANA CORPORATION		
DOMICILIO DEL SOLICITANTE 4500 Dorr Street, Toledo, Ohio 43697, Estados Unidos de América		
(72) INVENTOR (ES) Willard Clarence Baker		
(73) TITULAR (ES)		
(74) REPRESENTANTE D. FERNANDO DE ELZABURU MARQUEZ (P.- 73.047)		

ANTECEDENTES DEL INVENTO

1 Este invento se refiere en general a transmisiones
y más en particular a transmisiones hidromecánicas en que
se utilizan conjuntos de engranaje planetario y unidades hi-
5 drostáticas de desplazamiento variable.

En los vehículos para trabajos pesados para carre-
tera y para todo terreno, tales como en los grandes camiones,
y en los vehículos para todo terreno, tales como los vehícu-
los para trabajos de construcción y agrícolas, se precisa
10 frecuentemente máxima potencia y par de accionamiento para
todas las velocidades de funcionamiento. Para óptimas actua-
ciones del vehículo son deseables transmisiones suaves, inin-
terruptas, de alto par y potencia. Frecuentemente, un fa-
llo en la transmisión de potencia a las ruedas del vehículo
15 puede hacer que el vehículo se pare, especialmente si exis-
ten condiciones adversas del terreno y cargas extremas. Por
ejemplo, un tractor agrícola o una máquina empujadora pueden
llegar a pararse por un fallo instantáneo en el tren de po-
tencia, tal como por desembrague del tren de potencia con
20 respecto a las ruedas dentadas del cambio.

Las transmisiones del cambio han recorrido una gran
parte del camino para resolver estos problemas de interrup-
ción del tren de accionamiento, pero están limitadas en su
alcance y pierden una apreciable potencia de salida entre los
25 cambios de relación de engranaje. Las transmisiones automá-
ticas conocidas carecen del rendimiento disponible en las
transmisiones de cambio manuales. No obstante, las transmi-
siones de cambio normales están en cierto modo limitadas de-
bido a que la mayoría son accionadas exclusivamente a tra-
30 vés de un engranaje mecánico y no proporcionan máximas actua-

1 ciones del vehículo en terreno sin preparar. Las transmisiones de cambio usadas juntamente con los convertidores de par pueden ser sobrecargadas por excesivo funcionamiento en condiciones de parada o "calado" o casi de "calado", las
5 cuales pueden producir sobrecalentamiento. Los intentos hechos para proporcionar una refrigeración adecuada pueden ser costosos y dan por resultado elevadas pérdidas en la bomba, con un menor rendimiento total.

El rendimiento del vehículo puede expresarse del
10 mejor modo en términos de mínimo consumo de combustible. Se obtiene la máxima economía de combustible para un vehículo cuando el motor, la transmisión y el tren de accionamiento están funcionando con rendimiento máximo. Se puede obtener un rendimiento óptimo total haciendo funcionar el motor a
15 su mejor velocidad para cada condición de carga en carretera. Esto es particularmente importante para las aplicaciones a vehículos de transporte directo para trabajos pesados, donde en cada vehículo se acumulan una considerable cantidad de kilómetros por año.

20 Se han sugerido usos colaterales para transmisiones hidromecánicas, tales como el del frenado dinámico y la puesta en marcha regenerativa de un vehículo mediante energía hidráulica. Estas características son especialmente deseables para vehículos para trabajos pesados, tales como camiones para todo terreno, pero hasta el presente las condiciones conocidas no han sido aptas para proporcionar estas características sin la adición de varios accesorios costosos y complicados, que no estarían incluidos normalmente en el
25 vehículo.

30 Los dispositivos de toma de fuerza son también co-

1 comunes en varios tipos de vehículos para trabajos pesados,
tales como hormigoneras, vehículos de recogida de basuras,
etc. Estas tomas de fuerza pueden ser alimentadas mecánica
o hidráulicamente. Las tomas de fuerza hidráulicas pueden
5 ser muy complicadas y costosas de instalación. Deben produ-
cir una fuente constante de fluido hidráulico de alta pre-
sión para que sean de la máxima eficacia. En las transmisio-
nes hidromecánicas anteriormente conocidas, el colector de
fluido incluye pasos de fluido que pueden llevar alternada-
10 mente fluido de alta presión y luego fluido de baja presión
durante el funcionamiento. Esto produce problemas debido a
que el motor o la bomba de la toma de fuerza hidráulica
asociado será accionado, en correspondencia, hacia adelante
y hacia atrás. Todavía otros tipos de transmisiones pueden
15 proporcionar presión de fluido adecuada solamente durante
modos específicos de funcionamiento, tal como cuando la
transmisión está en punto muerto.

Otra objeción a las transmisiones hidromecánicas
conocidas es que los requisitos de potencia hidráulica, así
20 como las presiones y velocidades de funcionamiento de la
unidad hidrostática, son bastante altos, lo cual da por re-
sultado pérdida de rendimiento, gran desprendimiento de ca-
lor y niveles de ruido objetables.

RESUMEN DEL INVENTO

25 El presente invento es una transmisión de par divi-
dido hidromecánico (1) destinada para puesta en marcha sua-
ve utilizando para ello alto par de puesta en marcha regene-
rativo hidráulico; y (2) destinada para transmisión suave e
ininterrumpida de potencia máxima entre relaciones de engr-
30 naje fijas, produciendo con ello un número infinito de rela-

1 ciones de par que varían continuamente en todo un margen de
velocidades del vehículo. Este invento permite que un motor
asociado funcione con entrada de potencia máxima o casi má-
5 xima, produciendo máximo par de salida y potencia, sustan-
cialmente en todo el margen de velocidades de funcionamien-
to.

En la realización preferida, la potencia entre las
relaciones de engranaje fijas es proporcionada por un siste
ma hidráulico que incluyó dobles unidades hidráulicas de
10 desplazamiento variable.

Se pueden usar las unidades de desplazamiento varia
ble para proporcionar un refuerzo del par para poner en mar
cha un vehículo y ampliar los límites del funcionamiento
del vehículo, proporcionando para ello una sobremarcha hi-
15 dráulica, la cual permite además al motor funcionar a velo-
cidades más bajas y menos ruidosas, y en un margen más efi-
caz de economía de consumo específico de combustible. Pueden
utilizarse las unidades de desplazamiento variables como
bombas, para proporcionar altos niveles de potencia de fre-
20 nado dinámico modulado. También pueden ser alimentados del
fluido a presión producido por el sistema hidráulico dispo-
sitivos auxiliares del vehículo, tales como motores hidráu-
licos. Estos motores pueden hacer funcionar a dispositivos
tales como hormigoneras o tambores de mezclado giratorios,
25 empaquetadoras de compartimientos, etc., lo cual mejora la
utilización del vehículo para diversas aplicaciones.

BREVE DESCRIPCION DE LOS DIBUJOS

La Fig. 1A es un diagrama esquemático de una reali-
zación actualmente preferida de la transmisión del presente
30 invento.

1 Las Figs. 1-17 son diagramas esquemáticos de la
transmisión de la Fig. A, mostrando conexiones de acciona-
miento específicas de embrague y cambio y caminos de trans-
misión de potencia para diversas condiciones de funciona-
5 miento.

DESCRIPCION DE UNA REALIZACION PREFERIDA

En la Fig. A se ha ilustrado una realización prefe-
rica de la transmisión del presente invento, destinada espe-
cialmente para uso en un vehículo para trabajos pesados,
10 tal como un tractor para transporte directo.

En la realización preferida, una fuente de potencia
10, procedente de una unidad tal, como un motor diesel, es-
tá conectada a un árbol de entrada 11 de la transmisión del
presente invento. La potencia es transmitida desde el árbol
de entrada 11, a través de la transmisión, a un árbol de
15 salida o principal 12, el cual está conectado, a través del
tren de accionamiento del vehículo (no representado), a las
ruedas del vehículo. El árbol de salida 12 está montado en
la transmisión sobre el mismo eje geométrico longitudinal
20 que el árbol de entrada 11.

La transmisión comprende dos ejes secundarios, que
se han designado como el eje secundario "A" y el eje secun-
dario "B". Los ejes secundarios "A" y "B" son paralelos a
los árboles de entrada y salida 11 y 12 y están espaciados
25 por igual y simétricamente a uno y otro lado de los mismos.
Esta disposición permite el uso de un engranaje idéntico en
cada eje secundario. Cada uno de los ejes secundarios está
conectado para accionamiento a su propio conjunto planeta-
rio. El conjunto planetario "A" conectado al eje secundario
30 "A" comprende un piñón central 17, piñones satélites 20 y su

1 portasatélites 18, y una corona dentada 19. El conjunto planetario "B", conectado al eje secundario "B", comprende un piñón central 21, piñones satélites 24 y sus portasatélites 22, y una corona dentada 23.

5 Es de hacer notar, en particular, que el engranaje del árbol de entrada 11 a los conjuntos planetarios "A" y "B", y desde estos conjuntos planetarios a los respectivos ejes secundarios, se efectúa a través de diferentes componentes planetarios. El árbol de entrada 11 incluye una rueda
10 dentada 25 dispuesta integralmente en su parte extrema hacia dentro, la cual está engranada para accionamiento con una rueda dentada 29 fijada rígidamente a la corona dentada 19 del conjunto planetario "A". El eje secundario "A" está fijado rígidamente al portasatélites 18 del planetario "A".
15 El portasatélites 22 del conjunto planetario "B" está engranado para accionamiento con la rueda dentada de entrada 25 a través de la rueda dentada 31, que está fijada al mismo. El eje secundario "B" está conectado para accionamiento al conjunto planetario "B" a través de la corona dentada 23.
20 Estas conexiones diferentes de componentes planetarios dan un margen de velocidades más amplio a los respectivos ejes secundarios y permiten el uso de engranajes idénticos en los ejes secundarios "A" y "B", lo cual simplifica la transmisión y proporciona otras ventajas, como se estudiará aquí en lo
25 que sigue.

La unidad planetaria "A" puede considerarse como una unidad planetaria de transmisión desmultiplicada, puesto que la velocidad de salida del portasatélites 18 y del eje secundario "A" es menor que la velocidad de entrada de la
30 corona dentada 19 cuando se sujeta contra rotación el piñón

1 central 17. La unidad planetaria "B" puede considerarse co-
mo una unidad de sobremarcha, ya que la sujeción del piñón
central 21 contra rotación dará por resultado una velocidad
de salida de la corona dentada 23 y del eje secundario "B"
5 mayor que la velocidad de entrada del portasatélites 22.

La fuerza de reacción requerida para accionamiento
a través de uno u otro de los conjuntos planetarios es pro-
porcionada a través de los respectivos piñones contrales.
Sin fuerza alguna de reacción, el piñón central de cada pia-
10 netario girará más rápidamente que el componente satélite
que es accionado por el árbol de entrada (es decir, la coro-
na dentada 19 o el portasatélites 22). Los piñones centra-
les pueden por tanto considerarse como "multiplicadores",
puesto que el par aplicado a través de ellos es multiplica-
15 do ya sea a través de una corona dentada ya sea un portasa-
télites. Pueden usarse unidades hidráulicas más pequeñas
(que se describen aquí en lo que sigue) para crear una fuer-
za de reacción relativamente grande a través de los piñones
centrales. El control de los planetarios puede conseguirse
20 con una cantidad relativamente pequeña de potencia hidráuli-
ca, lo cual se traduce en un rendimiento total de la trans-
misión más alto. Los bajos valores de la potencia hidráulica
(de cero al 10%), requeridos para la transición entre bases,
contribuyen al buen rendimiento total, a un mínimo despen-
25 dimiento de calor y a un bajo nivel de ruidos.

La transmisión incluye un sistema hidráulico que
comprende dos unidades hidráulicas o hidrostáticas que son
conocidas en general como bombas/motores del tipo de émbolo
de desplazamiento variable. Estas unidades hidráulicas pue-
den ser del tipo ilustrado en la Patente para los EE. UU.

1 N° 3.803.987, expedida con fecha 16 de abril de 1.974, la
exposición de la cual se incorpora aquí como referencia.
Las unidades hidráulicas se han designado como la unidad
hidráulica "A" 13 y la unidad hidráulica "B" 14, puesto que
5 están asociadas con los ejes secundarios y los conjuntos
planetarios "A" y "B", respectivamente. Cada unidad hidráu-
lica es totalmente variable, desde un desplazamiento positi-
vo a un desplazamiento negativo, y es susceptible de rota-
ción ya sea a derechas ya sea a izquierdas. Un cambio en el
10 sentido de rotación de una unidad hidráulica convierte a la
unidad de bomba en motor o de motor en bomba. El sistema hi-
dráulico divide la transmisión de potencia a través de los
ejes secundarios "A" y "B" para proporcionar accionamiento
de par variable ininterrumpido a través del margen de velo-
15 cidades del árbol de salida 12. También proporciona un alto
par de arranque, para arranques suaves, y amplía los lími-
tes de funcionamiento del vehículo al proporcionar sobremar-
cha. Con los controles apropiados, el sistema hidráulico per-
mite en general al motor funcionar en su margen de veloci-
20 dades más eficaz y económico de combustible, independiente-
mente de la velocidad del árbol de salida.

Cada unidad hidráulica es susceptible de aplicación
para accionamiento selectivamente con el árbol de entrada 11
a través de dos caminos de engranaje distintos. La rueda
25 dentada 80 de accionamiento de entrada está fijada rígida-
mente al árbol de entrada 11 y engrana para accionamiento
con las ruedas dentadas 81 y 82, las cuales están engrana-
das para accionamiento con ruedas dentadas 69 y 79, respec-
tivamente. Entre la rueda dentada 69 y un saliente anular
30 68 en un eje 66 de accionamiento de la unidad hidráulica "A",

1 hay formado un embrague 15 de fricción de entrada "A". Aná-
logamente, un eje 76 de accionamiento de la unidad hidráulica
ca "B" incluye un saliente anular 78 que es susceptible de
5 aplicación para accionamiento selectivamente con la rueda
dentada de accionamiento 79 a través de un embrague de fric-
ción de entrada "B" 16.

Como se ha indicado anteriormente, el eje secunda-
rio "A" está conectado al portasatélites 18 del planetario
"A" y el eje secundario "B" está conectado a la corona cen-
10 tada 23 del planetario "B". No obstante, no puede ser trans-
mitido par desde uno u otro de los conjuntos planetarios a
su respectivo eje secundario hasta que aparezca una fuerza
de reacción a través del respectivo piñón central.

Cada piñón central 17 y 21 está formado integral-
15 mente en el extremo de un árbol 61 y 71, respectivamente.
Cada árbol 61 y 71 es susceptible de aplicación para accio-
namiento selectivamente con los ejes de accionamiento 66 y
76, respectivamente, de la unidad hidráulica, a través de
embragues de reacción de fricción 62 (designados como Embra-
20 gue de Motor Planetario "A" en los dibujos) y 72 (designa-
dos como Embrague de Motor Planetario "B"), respectivamente.
Los embragues de reacción 62 y 72 están destinados a bloquear
selectivamente los ejes 61 y 71 a los piñones 63 y 73 de ár-
bol centrales, respectivamente. Esta disposición proporcio-
25 na el segundo camino de potencia desde el árbol de entrada
11 a cada unidad hidráulica. Es de hacer notar que los Em-
bragues de Motor Planetario "A" y "B" 62 y 72 son necesarios,
en la realización preferida, únicamente con el fin de sin-
cronizar los embragues de garras en el árbol de salida y en
30 el eje secundario. Pueden no ser necesarios embragues tales

1 como esos en una transmisión similar en la que se utilice un sistema de sincronización diferente.

Los ejes secundarios "A" y "B" giran en el mismo sentido durante el funcionamiento de la transmisión. La fuerza de reacción desde los respectivos piñones centrales debe ser aplicada en un sentido opuesto al de los ejes secundarios. Cada piñón central debe por tanto aplicar una fuerza de reacción en el mismo sentido que el otro. Las fuerzas de reacción de los árboles de entrada hidráulica 66 y 76 están inicialmente dirigidas en sentidos opuestos. Se añade por lo tanto una rueda dentada adicional entre uno de los ejes 66 y 76 y su respectivo piñón central.

El eje o árbol 66 de accionamiento de la unidad hidráulica "A" incluye una rueda dentada 67 formada de modo enterizo, destinada para engrane de accionamiento con la rueda dentada 63 del embrague de motor planetario "A", a través de dos ruedas dentadas intermedias de diámetros relativamente pequeños 64 y 65. El eje de accionamiento de la unidad hidráulica "B" 76 incluye una rueda dentada 77 formada enteriza, destinada para engrane de accionamiento con la rueda dentada 73 del embrague del motor planetario "B", a través de una rueda dentada 74 de diámetro relativamente grande.

Puesto que el planetario "A" es un planetario de accionamiento desmultiplicado, los tamaños de las ruedas dentadas 63, 64, 65 y 67 son menores que el de las ruedas dentadas 73, 74 y 77 asociadas con el planetario "B". La velocidad de rotación del piñón central "A" 17 es por tanto aumentada con respecto a la del piñón central "B" 21. Estas ruedas dentadas están diseñadas preferiblemente de modo que las unidades hidráulicas asociadas 13 y 14 tienen la misma

1 velocidad de rotación máxima.

Los embragues de fricción 62 y 72, así como los
embragues 15 y 16, pueden ser aplicados y desaplicados se-
lectivamente por controles de transmisión automática para
5 crear distintos caminos de transmisión de potencia desde el
árbol de entrada 11. Los controles y los caminos de la po-
tencia serán estudiados más a fondo aquí en lo que sigue.

Ambas unidades hidráulicas, 13 y 14, pueden ser he-
chas funcionar ya sea como una bomba (suministradora de flui-
do hidráulico) ya sea como un motor (usuario del fluido hi-
10 dráulico). Las unidades hidráulicas 13 y 14 están interco-
nectadas hidráulicamente por un colector que tiene pasos de
alta y baja presión. El colector incluye un conducto o paso
26 que conecta los lados de baja presión de cada unidad hi-
15 dráulica y un paso 28 que conecta los lados de alta presión.
Las unidades hidráulicas se usan como bombas o motores de
desplazamiento variable para producir (1) arranque suave;
(2) alto par de arranque mediante potencia de regeneración,
(3) presión de línea hidráulica a los accesorios de potencia
20 o a las unidades de potencia hidráulica auxiliares, (4) fre-
nado dinámico del vehículo, (5) relaciones de transmisión
infinitamente variables entre las que están disponibles del
engranaje fijo; y (6) sobremarcha hidráulica.

El eje secundario "A" incluye elementos de embrague
25 de garras formados de modo enterizo 27" y 30" destinados
para embragar ruedas dentadas al eje secundario "A". Anélo-
gamente, el eje secundario "B" incluye miembros de embrague
de garras formados enterizos 37", 38" y 54".

Tres ruedas dentadas de accionamiento 45, 47 y 49
están montadas para rotación en el eje secundario "A" por
30

1 medios tales como cojinetes, etc. (no representados). La
rueda dentada de accionamiento 47 incluye un miembro 27' de
embrague de garras, formado enterizo, destinado a ser blo-
queado al eje secundario "A" a través del miembro de embra-
5 gue 27''. La rueda dentada de accionamiento 45 incluye un
miembro 30' de embrague de garras destinado a ser bloqueado
al eje secundario "A" a través del miembro de embrague 30''.
La rueda dentada de accionamiento 45 incluye además un segun-
do miembro de embrague de garras 51' destinado para aplica-
10 ciones de bloqueo con un miembro de embrague 51'' en una rue-
da dentada de accionamiento 49. El eje secundario "A" lleva
también collarines o miembros de bloqueo de embrague de ga-
rras 27, 30 y 51 (ilustrados esquemáticamente en los dibu-
jos) para efectuar la aplicación de bloqueo entre los miem-
15 bros de embrague asociados. Es de hacer notar que el embra-
gue 51 es para bloquear la rueda dentada 49 a la rueda den-
tada 45, en vez de al eje secundario "A".

Análogamente, el eje secundario "B" incluye miembros
de embrague de garras formados enterizos 37'', 38'' y 54'.
20 Las ruedas dentadas de accionamiento 39, 40 y 50 están suje-
tas para rotación en el eje secundario "B". La rueda denta-
da 39 incluye un miembro 37' de embrague de garras, mientras
que cada una de las ruedas dentadas 40 y 50 incluye dos miem-
bros de embrague formados enterizos 38' y 52', y 52'' y 54'',
25 respectivamente. Los collarines o miembros de bloqueo de em-
brague de garras (ilustrados esquemáticamente) 37, 38 y 54,
son para bloquear las ruedas dentadas 39, 40 y 50, respecti-
vamente, al eje secundario "B", a través de sus respectivos
elementos de embrague. El collarín 52 está destinado para
30 bloquear juntas las ruedas dentadas 40 y 50.

1 El árbol de salida 12 incluye miembros de embrague
formados enterizos 44'' y 46'' destinados para aplicación
con miembros similares en ruedas dentadas de accionamiento
asociadas. Las ruedas dentadas de accionamiento 41, 42 y 48
5 están montadas para rotación sobre el árbol de salida 12.
Las ruedas dentadas 41 y 48 incluyen un elemento de embrague
enterizo 43'' y 46'', respectivamente. La rueda dentada 42
tiene dos elementos de embrague 43' y 44'. Los collarines
de embrague o elementos de bloqueo (ilustrados esquemática-
10 mente) 44 y 46 son para bloquear las ruedas dentadas 42 y
48, respectivamente, al árbol de salida 12. El collarín de
embrague 43 es para bloquear la rueda dentada de accionamien-
to 41 a la rueda dentada 42.

15 La rueda dentada 41 del árbol de salida tiene el
diámetro y el número de dientes máximos entre las ruedas den-
tadas de salida, y por tanto se ha designado como rueda den-
tada "LO" (baja). La rueda dentada de accionamiento 41 está
engranada para accionamiento con las ruedas dentadas de ejes
secundarios "A" y "B" idénticas 47 y 39, respectivamente.

20 La rueda dentada de salida 42 tiene el diámetro y el número
de dientes de rueda dentada mínimo entre las ruedas dentadas
de salida, y se ha designado como rueda dentada de "HI"
(alta). La rueda dentada 42 está engranada para accionamien-
to con ruedas dentadas de ejes secundarios idénticas 40 y
25 45. La rueda dentada de accionamiento 48 proporciona una ve-
locidad de salida intermedia entre las velocidades de salida
"LO" y "HI" y se ha designado como "INT". Las ruedas denta-
das de ejes secundarios idénticas 49 y 50 están en engrane
de accionamiento con la rueda dentada intermedia 48. Puede
30 verse, por tanto, que el árbol de salida 12 puede ser accio-

1 nado a través de varios caminos de potencia, cada uno de
los cuales supone transmisión de par a través de una combi-
nación distinta de ruedas dentadas de eje secundario y de
árbol de salida, que depende de la aplicación de uno o más
5 embragues de árbol de salida y uno o más embragues de eje
secundario.

Un eje secundario 34 de marcha atrás está situado
adyacente y paralelo al eje secundario "A". Un miembro 36''
de embrague de garras de marcha atrás está formado enterizo
10 con el árbol 34 y está destinado a aplicación con el miembro
de embrague 36' formado enterizo en una rueda dentada 32 de
marcha atrás. La rueda dentada 32 está soportada para rota-
ción sobre el árbol 34 y está en engrane de accionamiento
con la rueda dentada 59 formada enteriza en el eje secunda-
15 rio "A". El collarín 36 de embrague de garras está destina-
do para bloquear la rueda dentada 32 de marcha atrás al eje
34 de marcha atrás. El eje 34 de marcha atrás está engrana-
do con el árbol de salida 12 de tal modo que se produce una
rotación de marcha atrás del árbol de salida cuando el mismo
20 es accionado a través del eje de marcha atrás. El piñón 89
en el eje 34 de marcha atrás engrana con la rueda dentada
41 en el árbol de salida para proporcionar un accionamiento
de marcha atrás de baja velocidad y alto par.

CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

25 En esta realización actualmente preferida hay siete
condiciones de funcionamiento marcha adelante, en las que el
par y la potencia son transmitidos exclusivamente a través
de un engranaje mecánico. Estas condiciones de relación de
transmisión fija se denominan aquí en lo que sigue como "ba-
30 ses". Durante las condiciones base la potencia es transmitti

1 da a través de solamente un eje secundario. Además, hay siete
condiciones de funcionamiento, una antes de conseguir cada
condición de base, en las que el par transmitido a través
del engranaje mecánico de un eje secundario es ayudado
5 o reforzado hidráulicamente a través del otro eje secundario.
Hay disponibles relaciones de transmisión infinita y
continuamente variables a través de una de esas condiciones
de funcionamiento, que se denominan aquí en lo que sigue como
"modos". Las transiciones desde una condición a la siguiente
10 son cambios de potencia de par máximo suaves, ininterrumpidos,
con sustancialmente máxima entrada de potencia del motor y salida
disponible a través de todo el margen de velocidades. Se dispone
con ello de velocidad y par de salida variables para velocidad y
par de entrada fijos. Se producen márgenes de par infinitamente
15 variables mediante una mezcla de las relaciones de transmisión
fijas en proporciones que varían continuamente. El número de
condiciones puede por supuesto variar dependiendo del diseño de la
transmisión y de la aplicación del vehículo. Estas catorce condi-
20 ciones de funcionamiento marcha adelante se han ilustrado en las
Figs. 1 a 14. También se describirán aquí en lo que sigue
condiciones adicionales de funcionamiento, tales como para el
accionamiento marcha atrás y para el frenado dinámico.

25 La transmisión del presente invento puede ser adaptada para
funcionamiento manual, semiautomático o totalmente automático.
En el funcionamiento normal de un vehículo, la transmisión pasa
suavemente a través de sucesivas condiciones de funcionamiento.
Los embragues de garras y los embragues de fricción anteriormente
30 descritos son aplicados y de

1 aplicados selectivamente, como se describirá aquí en lo que
sigue. Además, las unidades hidráulicas son hechas variar
en cuanto a sus desplazamientos de fluido y son cambiadas
periódicamente en cuanto a su sentido de rotación. Los con-
5 troles para conseguir automática o semiautomáticamente estos
cambios pueden ser hidráulicos, eléctricos o incluso mecá-
nicos. No obstante, estos controles no forman parte del pre-
sente invento y no se estudiarán con detalle.

10 El funcionamiento de la transmisión se describirá
como si fuese controlado de un modo totalmente automático.
Es decir de hacer notar, en particular, que las unidades hi-
dráulicas son hechas variar automáticamente desde ángulo ce-
ro del plato oscilante o "soporte suspendido" (correspondien-
te a desplazamiento cero del émbolo) hasta ángulo máximo del
15 "soporte suspendido" (correspondiente a desplazamiento máxi-
mo y viceversa). El desplazamiento de estas unidades debe
ser coordinado y controlado para obtener debidamente rela-
ciones de par de accionamiento variables entre relaciones de
transmisión fijas, como se verá. Por ejemplo, un cambio gra-
20 dual de una unidad hidrostática que actúe como una bomba des-
de carrera cero hasta carrera máxima, y un cambio correspon-
diente, subsiguiente, de una unidad hidrostática que actúe
como un motor desde carrera máxima hasta carrera cero, in-
dica que la transmisión ha completado una fase y está en una
25 condición base. Como se verá, durante las condiciones base
existe siempre un camino de transmisión que no transmite par,
y el sistema de control puede cambiar embragues, etc., en
ese camino de transmisión para preparar para funcionamiento
en el siguiente modo.

30

El sistema de control deberá además proporcionar

1 sincronización de las ruedas dentadas para fines de cambio.
Alternativamente, se pueden eliminar los controles de sin-
cronización si se sustituyen los embragues de garras por
embragues de fricción de auto-sincronización. Además, los
5 medios para sincronizar ruedas dentadas son bien conocidos
en la técnica, y no se estudiarán aquí con detalle.

Preferiblemente, el sistema de control incluye un
control de gases con el que se fija la velocidad del árbol
de salida de la transmisión. Con la transmisión del presen-
10 te invento, se dispone de máximo par y potencia para todas
las posiciones del mando de gases (es decir, para todo el
margen de velocidades del vehículo). Por consiguiente, en
los vehículos tales como los tractores empujadores o los
tractores agrícolas, se dispone de máxima potencia para velo-
15 cidades del motor óptimas y bajas velocidades del vehículo,
de tal modo que se pueden eliminar virtualmente los proble-
mas de la tracción.

FUNCIONAMIENTO

La unidad de potencia para la cual está diseñada la
20 transmisión actualmente descrita es un motor diesel de alta
potencia. Se supuso una velocidad constante de motor y de
árbol de salida de 1.000 r.p.m. para seguir la transmisión
de la potencia desde la unidad de potencia y el árbol de en-
trada 11 al árbol de salida 12.

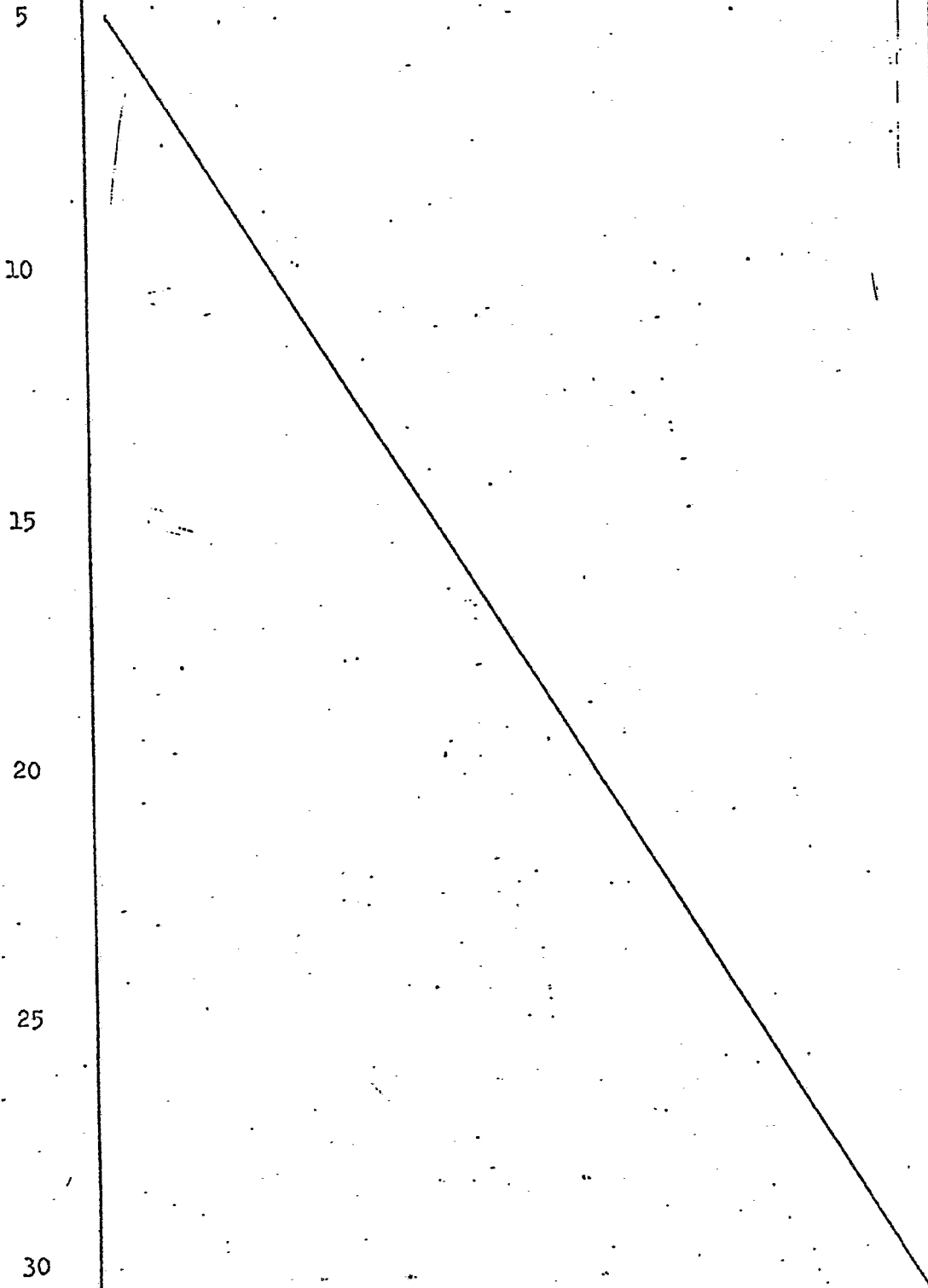
25 En los dibujos, cada collarín de embrague de garras,
tales como los 27, 44 y 54, se ha ilustrado como aplicado
(es decir, conectando rígidamente los dientes de elementos
de embrague adyacentes). Así, cuando no se ha ilustrado co-
llarín alguno uniendo dos elementos de embrague asociados,
30 el embrague está desaplicado y los árboles o ruedas dentadas

1 asociadas son libres de girar independientemente unos de
otros. Estos collarines se han ilustrado esquemáticamente,
ya que son bien conocidos en la técnica. Es también bien co
nocado que un solo collarín de embrague puede ser adaptado
5 para aplicarse a dos conjuntos separados, pero adyacentes,
de elementos de embrague. Por ejemplo, los collarines de em
brague 27 y 30 pueden estar en un solo componente de embra
gue, el cual aplique para bloqueo los elementos de embrague
27' y 27'' en una posición y los elementos de embrague 30'
10 y 30'' en otra posición. Los collarines del embrague pueden
ser controlados mecánica, eléctrica o hidráulicamente, por
el sistema de control. Se han ilustrado esquemáticamente
los embragues de fricción 15, 16, 62 y 72, para ser aplica
dos, mediante líneas paralelas a través de los platos de
15 fricción esquemáticos adyacentes.

Cuando la transmisión está en punto muerto (Fig. A),
tanto el embrague de reacción "A" 62 como el embrague de
reacción "B" 72 están desaplicados. No hay fuerza alguna de
reacción aplicada a ninguno de los juegos de engranaje pla
netario y, por consiguiente, no se ejerce par alguno ni en
20 el eje secundario "A" ni en el eje secundario "B". No obs
tante, mientras se esté en punto muerto el embrague 15 de
entrada "A" y el embrague 16 de entrada "B" pueden ser apli
cados de tal modo que ambas unidades hidráulicas 13 y 14 sean
25 accionadas como bombas y se disponga de potencia hidráulica
para cualquier finalidad deseada, tal como la del funciona
miento de un tambor de una hormigonera o bien de dos cilin
dros de extensión del brazo móvil de una grúa portátil.

En lo que sigue se expone un gráfico en el que se
30 resumen las posiciones de funcionamiento de los embragues y

1 de las unidades hidráulicas en cada una de las catorce con-
diciones de funcionamiento en marcha adelante. Cada una de
estas condiciones de funcionamiento en marcha adelante será
estudiada con detalle aquí en lo que sigue.



30 25 20 15 10 5 1

Condición de funcionamiento	Base o modo	Unidades hidráulicas	Embragues de fricción	Eje secundario "A"	Embragues de garras de eje secundario "B"	Arbol de salida
1 Primer modo	"A" "B"	15 16 62 72	E E E E	30 51	37 38 52 54	43 44 46
2 Primera base	P M P ^M	- - - -	- - - -	- E - E	- - - -	E - - E
3 Segundo modo	M P P ^M	- - - -	E E E E	- E - E	- - - -	E - - E
4 Segunda base	M ^M P ^M	- - - -	E E E E	- E - E	- - - -	E - - E
5 Tercer modo	P M P ^M	- - - -	E E E E	- E - E	- - - -	E - - E
6 Tercera base	P ^M M ^M	- - - -	E E E E	- E - E	- - - -	- - - -
7 Cuarto modo	M P P ^M	- - - -	E E E E	- E - E	- - - -	- - - -
8 Cuarta base	M ^M P ^M	- - - -	E E E E	- E - E	- - - -	- - - -
9 Quinto modo	P M P ^M	- - - -	E E E E	- E - E	- - - -	- - - -
10 Quinta base	P ^M M ^M	- - - -	E E E E	- E - E	- - - -	- - - -
11 Sexto modo	M P P ^M	- - - -	E E E E	- E - E	- - - -	- - - -
12 Sexta base	M ^M P ^M	- - - -	E E E E	- E - E	- - - -	- - - -
13 Séptimo modo	P M P ^M	E - - -	E E E E	- E - E	- - - -	- - - -
14 Sexto modo engranado	M ^M M ^M	- E - -	E E E E	- E - E	- - - -	- - - -

1 En el anterior gráfico "E" representa un embrague
aplicado, "P" representa una unidad hidráulica en su fase
de bomba, "P^x" representa una bomba en carrera máxima, "M"
5 representa una unidad hidráulica en su fase de motor y "M^x"
representa un motor en carrera cero.

En funcionamiento, el conductor del vehículo pone
el control de transmisión automático para funcionamiento
automático desde una parada en punto muerto. En la Fig. 1
se ilustra la primera condición de funcionamiento, la cual
10 consiste en un arranque regenerativo desde una parada en
punto muerto con la transmisión en el primer modo (funcio-
nando entre arranque regenerativo y primera base). La trans-
misión de potencia desde el motor 10 al árbol de salida 12,
en el modo de arranque regenerativo, se ha ilustrado median-
15 te las flechas en la Fig. 1.

Para arranque regenerativo, el embrague de fricción
de entrada "B" 16 y el embrague de reacción "A" 62 son apli-
cados ambos. El embrague 16 aplica para accionamiento al eje
de accionamiento 76 de la unidad hidráulica "B" con el árbol
20 de entrada 11, como se ha descrito anteriormente. El embra-
gue 62 conecta el eje 61 del piñón central "A" al eje de ac-
cionamiento 66 de la unidad hidráulica "A". Los embragues
de garras de ejes secundarios 27, 52 y 51, y los collarines
de embrague 43 y 46, están también aplicados, conectando con
25 ello para accionamiento a los ejes o ruedas dentadas asocia-
das.

Puede verse ahora que se transmite potencia desde
el árbol de entrada giratorio 11 a través de ruedas dentadas
25 y 29 a la corona dentada 19 del conjunto planetario "A".
El portasatelites 18 es accionado mecánicamente por la coro-

1 na dentada 19, accionando con ello al eje secundario "A".
La primera rueda dentada 47 es accionada por el eje secundario "A". Por consiguiente, las ruedas dentadas 41, 42, 45, 49 y 48 son accionadas sucesivamente, accionando la rueda dentada 48 de salida al árbol de salida 12.

5 Mediante la aplicación del embrague 52 se crea un camino dividido de par y potencia. La rueda dentada 42 del árbol de salida acciona simultáneamente a ruedas dentadas de eje secundario idénticas 45 y 40. La rueda dentada 40 transmite potencia a la rueda dentada 50 y luego a la rueda dentada 48 del árbol de salida. Así, la potencia es dividida esencialmente por igual entre los juegos idénticos de ruedas dentadas 45 y 49, y 40 y 50 cuando se hace funcionar la transmisión en las velocidades más bajas. Esto permite el uso de ruedas dentadas de ejes secundarios más pequeñas, tales como las 40, 45, 49 y 50, puesto que las mismas conducen un menor par en sus condiciones de conducción de par máximo. Se pueden conseguir con ello economías sustanciales en los costes de fabricación. También se crea una transmisión más pequeña y más eficaz.

10 El árbol de salida 12 está conectado a las ruedas de accionamiento del vehículo. La carga sobre el vehículo crea una fuerza de reacción a través del tren de accionamiento, de vuelta al conjunto planetario "A", el cual tiene tendencia a impedir la rotación del portasatélites 18. La rotación de la corona dentada 19 tiene tendencia a hacer girar al piñón central 17, al eje 61 y, finalmente, al eje 66 de accionamiento de la unidad hidráulica "A".

15 En el modo de arranque regenerativo, la unidad hidráulica "A" 13 funciona como una bomba accionada por el eje

1 de accionamiento 66. La unidad 13 bombea fluido a alta pre-
sión a través del lado de alta presión 28 del colector que
conduce a la unidad hidráulica "B" 14, la cual funciona co-
mo un motor. Fluido a alta presión, impulsado a través de
5 la unidad 14, acciona al eje 76 de accionamiento de la uni-
dad hidráulica "B", el cual acciona a la rueda dentada 79 a
través del embrague 16 de fricción aplicado. Se efectúan en
tonces una contribución a la potencia a través de las rue-
das dentadas 82 y 80, al árbol de entrada 11. Debe hacerse
10 notar que se dispone de potencia hidráulica para accionar
dispositivos auxiliares durante el modo de arranque regenera-
tivo, así como en todas las demás condiciones de acciona-
miento, utilizando para ello fluido a presión de la toma 88
del colector para accionar un motor, tal como el 100 (véase
15 la Fig. A) y haciendo luego retornar el fluido a través del
conducto 86.

En el modo de arranque regenerativo se usa potencia
hidráulica para aumentar el par del árbol de entrada cuando
la velocidad del árbol de salida está entre cero (velocidad
de parada) y la primera condición de base. Modulando las
20 unidades hidráulicas, se usa la potencia hidráulica para mul-
tiplicar la potencia aparente suministrada desde el motor al
árbol de entrada. A la velocidad de parada, la unidad hidros-
tática "A" 13 está funcionando como una bomba con carrera
25 parcial, mientras que la unidad hidrostática "B" 14 está
funcionando como un motor con carrera máxima. Gradualmente,
mediante controles automáticos, la unidad "A" 13 es llevada
a carrera máxima y entonces se reduce la unidad "B" 14 a ca-
rrera cero. Al aproximarse la unidad "B" 14 a la carrera ce-
30 ro, acepta cantidades cada vez menores de fluido hidráulico

1 desde la unidad "A" 13. La unidad "B" actúa como una fuerza
de bloqueo sobre la unidad "A", retardando la rotación de
la unidad "A". Cuando la unidad "B" alcanza el ángulo de so-
porte colgante cero, no afecta esencialmente fluido alguno.
5 La unidad "A" es retardada después de eso, hasta llegar a
pararse.

Al retardarse la unidad "A", disminuye proporcional-
mente la velocidad del eje 6l central planetario "A" y del
piñón central 17. Esto produce un aumento de la velocidad
10 del eje secundario "A". Cuando se para el piñón central "A",
el eje secundario "A" está a la velocidad máxima para esa
primera condición de funcionamiento (es decir, arranque rega-
nerativo para la primera condición de base). En la realiza-
ción preferida, suponiendo que el árbol de entrada 11 esté
15 girando a 1.000 r.p.m., el árbol de salida 12 estará giran-
do a aproximadamente 150 r.p.m.

En la segunda condición de funcionamiento (Fig. 2)
no es transmitida potencia hidráulica alguna y la transmi-
sión de potencia es completamente mecánica desde el árbol
20 de entrada 11, a través del conjunto planetario "A", del
eje secundario "A", y a través del tren de engranaje de
transmisión como se ha ilustrado en la Fig. 2. Esta segunda
condición de funcionamiento se denomina también la condi-
ción base de primera velocidad, debido al accionamiento me-
25 cánico completo a través de la primera relación de transmi-
sión fija. Es de hacer notar que el camino del par dividido
a través de las ruedas dentadas 40 y 50 es utilizado en la
primera condición de base. El embrague 16 de entrada "B" es
desaplicado automáticamente en la segunda condición, sin
30 efecto alguno sobre el funcionamiento de la transmisión, de

1 bido a que esencialmente no hay contribución hidráulica alguna a la potencia.

5 Se produce otro cambio de transmisión automático para permitir que la transmisión entre en la tercera condición de funcionamiento entre las bases primera y segunda (Fig. 3). El embrague 72 de fricción del motor planetario "B" es aplicado para conectar para accionamiento hidráulicamente a las unidades planetarias "A" y "B". El embrague 37 de garras del eje secundario "B" es aplicado para permitir que la unidad planetaria "B" accione al árbol de salida 12 a través de la segunda rueda dentada 39.

10 Al final de la segunda condición y al principio de la tercera condición de funcionamiento, la unidad hidrostática "B" 14 está en carrera cero y la unidad hidrostática "A" 13 está en carrera máxima. A través de los antes mencionado cambios automáticos de embrague, se invierte el sentido de rotación de cada unidad hidráulica, con lo que la unidad "B" 14 es transformada en una bomba hidráulica, la cual suministra fluido a presión a la unidad "A" 13, que ahora actúa como un motor.

15 En la tercera condición de funcionamiento continúa siendo transmitida potencia desde el eje secundario "A", a través de la rueda dentada 47 de primera velocidad, como en la segunda realización anteriormente descrita. No obstante, el árbol de entrada 11 acciona además al portasatélites 22 del planetario "B" a través de ruedas dentadas 25 y 31. El piñón central "B" 21 actúa como un miembro de reacción, de modo que una parte de la fuerza de accionamiento pasa a través del portasatélites "B" 22 a la corona dentada "B" 23 y al eje secundario "B". Esta segunda fuente de fuerza de accio

1 namiento es transmitida a través de la segunda rueda denta-
da 39 a la rueda dentada 41 del árbol de salida, la cual
contribuye a la fuerza aplicada por el eje secundario "A",
a través del antes mencionado primer camino de potencia de
5 base. También se utilizan los juegos idénticos de ruedas
dentadas más pequeñas 45 y 49, y 40 y 50, para conducir al
par.

El árbol de entrada 11 hace también que el piñón
central "B" 21 sea accionado por el portasatélites "B" 22.
10 Esto hace que la unidad hidráulica "B" 14 sea accionada co-
mo una bomba que parte de la carrera cero, su posición en
la segunda condición de funcionamiento. La unidad 14 accio-
na a la unidad 13, ahora un motor con carrera máxima, lo
cual aumenta potencia al eje secundario "A" a través del pi-
15 ñón central "A" 17. A través de esta tercera condición la
unidad "B" 14 es hecha avanzar automáticamente desde cero
hasta carrera máxima, y luego la unidad "A" 13 es hecha va-
riar desde carrera máxima hasta carrera cero. La velocidad
variable aplicada al piñón central "A" 17 por las unidades
20 hidráulicas 13, y 14 de desplazamiento variable, se traduce
en par variable y relación de velocidad variable desde la
primera base a la segunda base, es decir, a través de la ter-
cera condición de funcionamiento. La carga del vehículo está
por tanto siendo compartida en proporciones que varían con-
25 tinuamente por los ejes secundarios "A" y "B" y el engrana-
je asociado.

La adición gradual de fuerzas de accionamiento hi-
dráulicas lleva al árbol de salida 12 hasta la cuarta condi-
ción de funcionamiento, es decir, la segunda velocidad de
30 base (Fig. 4). En la segunda base la velocidad del árbol de

1 salida es de aproximadamente 235 r.p.m. (suponiendo de nuevo una velocidad del motor de 1.000 r.p.m.).

5 En la segunda base de velocidad solamente transmite potencia el sistema planetario "B". El piñón central 21 del planetario "B" actúa como un miembro de reacción, ya que el embrague de motor central "B" 72 está aplicado y la unidad hidráulica giratoria "B" 14 está actuando como una bomba. La potencia circula desde el portasatélites 22 del planetario "B", a través de la corona dentada 23, al eje secundario "B". El embrague 37 de la segunda velocidad transmite potencia a la segunda rueda dentada 39 y luego a la rueda dentada 41 del árbol de salida. El embrague 43 de baja velocidad transmite potencia a la rueda dentada 42, la cual divide el camino de la potencia a través de las ruedas dentadas 45 y 49, y 40 y 50, como en las tres primeras condiciones de funcionamiento. Finalmente, la potencia pasa desde la rueda dentada de salida 48 al árbol de salida 12 a través del embrague intermedio aplicado 46. El eje secundario "A" no aporta potencia en la segunda base, y el embrague 27 (y por consiguiente la primera rueda dentada 47) puede ser automáticamente des aplicado.

25 Suponiendo ahora que la deseada velocidad hacia adelante es mayor que la proporcionada por una velocidad del árbol de salida de 235 rpm, la transmisión cambia automáticamente para permitir el funcionamiento en la quinta condición, como se ha ilustrado en la Fig. 5. El embrague 30 del eje secundario "A" es aplicado, bloqueando con ello las ruedas dentadas 45 y 49 al eje secundario "A". Tanto el embrague 62 de motor planetario "A" como el embrague 72 de motor planetario "B" permanecen aplicados. La fuerza de acciona-

1 miento es transmitida a través del planetario "B" con el pi
ñón central 21 del mismo actuando ahora como un miembro de
reacción que recibe algo de par de la unidad hidráulica "B"
14, la cual sirve ahora como motor, siendo suministrada de
5 fluido a presión desde la unidad hidráulica "A" 13, la cual
está actuando de nuevo como bomba. En la quinta condición
de funcionamiento ilustrada en la Fig. 5 (es decir, desde
la segunda base a la tercera base) continúa siendo transmi-
tida la potencia a través del eje secundario y conjunto pla-
10 netario "B". No obstante, también es tomada potencia de la
corona dentada "A" 19, a través del portasatélites "A" 18,
al eje secundario "A", actuando el piñón central "A" 17 co-
mo un miembro de reacción y accionando a la unidad hidráu-
lica "A" 13 como bomba. Debido a la antes mencionada aplica-
15 ción del embrague, es también transmitido par a través del
eje secundario "A" al árbol de salida 12, a través de las
ruedas dentadas 45 y 49 y del embrague 46 de velocidad inter-
media aplicado. Es también de hacer notar que la rueda den-
tada 48 del árbol de salida es accionada simultáneamente por
20 ruedas dentadas idénticas 49 y 50.

La velocidad del árbol de salida aumenta desde 235
rpm hasta aproximadamente 366 rpm en esta quinta condición,
hasta que el plato oscilante de la unidad hidráulica "B" es
25 tá esencialmente perpendicular a su eje de accionamiento 76
(es decir, está con un ángulo cero). La unidad hidráulica
"B" pasa con ello a quedar bloqueada, con lo cual detiene
esencialmente la rotación de la unidad "A" y señala al sis-
tema de control que el árbol de salida 12 ha llegado a la ter-
cera base.

30 La tercera base (la sexta condición de funcionamier

1 to) se ha ilustrado en la Fig. 6. El eje secundario "B" no
aporta par alguno al árbol de salida 12, ya que la unidad
"B" 14 está puesta con ángulo cero y, por lo tanto, no hay
disponible fuerza de reacción alguna a través del piñón cen-
5 tral 21. El par de accionamiento es transmitido por comple-
to a través del eje secundario "A" y a través de la rueda
dentada 45, a la rueda dentada 49 y al árbol de salida 12.
La velocidad del árbol de salida para esa rotación de engr-
naje fija es de 366 rpm. Los embragues de garras del eje
10 secundario "B" pueden ahora desaplicarse sin que ello afec-
te a la transmisión de par a través de la transmisión.

Suponiendo que el operario desea todavía aumentar
la velocidad del vehículo, la transmisión es adaptada auto-
máticamente para funcionamiento en el cuarto modo (séptima
15 condición de funcionamiento), como se ha ilustrado en la
Fig. 7, en el cual se mueve desde la tercera base a la cuar-
ta base. Esta adaptación consiste en aplicar el embrague 54
del eje secundario "B". En la séptima condición la unidad
hidráulica "A" 13 está actuando como un motor que recibe
20 fluido a presión desde la unidad hidráulica "B" 14, la cual
está actuando ahora como bomba. Hay una fuerza de reacción
en ambos piñones centrales 17 y 21 y los accionamientos son
a través de ambos planetarios, el planetario "B" que trans-
mite par a través del portasatélites 22 a la corona dentada
25 23 y al eje secundario "B", mientras que el planetario "A"
suministra par adicional a través de la corona dentada 19
al portasatélites 18 y al eje secundario "A". Existe por tan-
to una aportación de par desde la unidad hidráulica "A" 13,
a través del planetario "A", al eje secundario "A", la cual
30 se hace entonces aditiva con respecto al par que viene del

1 -eje secundario "B". La rueda dentada 50 del eje secundario
"B", a través del embrague 54 de cuarta velocidad, transfiere
al par desde el eje secundario "B" al árbol de salida 12.

5 La séptima condición de funcionamiento persiste hasta que la velocidad del árbol de salida llega a ser de aproximadamente 473 rpm, la cual corresponde a la cuarta base. Aquí es señalado un cambio de transmisión automático debido a que el ángulo del plato oscilante y de la unidad hidráulica "A" 13 es funcionalmente cero. La cuarta base (es decir, la octava condición de funcionamiento) es como se ha ilustrado en la Fig. 8. Se verá en ella que el eje secundario "A" está descargado y que toda la fuerza de accionamiento es transmitida desde el planetario "B" a través del eje secundario "B". La fuerza de reacción a través del piñón central "B" 21 está contrarrestada por la unidad hidráulica "B" 14, la cual no transfiere potencia alguna al planetario "A". La unidad hidráulica "B" 14 es capaz de suministrar potencia hidráulica a unidades auxiliares en la octava condición de funcionamiento, como en todos los demás modos de la transmisión en los que una u otra de las unidades hidráulicas está actuando como bomba.

10

15

20

25 La transmisión puede ser adaptada para entrada en la novena condición de funcionamiento por aplicación del embrague 44 del árbol de salida, como se ha ilustrado en la Fig. 9. La unidad hidráulica "B" 14 actúa como motor, mientras que la unidad hidráulica "A" 13 actúa como bomba. El camino que sigue la potencia en el eje secundario "B" es el mismo que durante la cuarta base. No obstante, la unidad hidráulica "B" 14 está actuando como motor para efectuar un aporte adicional de velocidad al eje secundario "B". La uni

30

1 dad hidráulica "A" 13, actuando ahora como bomba, absorbe
las fuerzas de reacción procedentes de la unidad "B" 14 y
transmite par desde el árbol de entrada 11, a través del pla-
netario "A", eje secundario "A", ruedas dentadas 45 y 42 y
5 al árbol de salida 12, a través del embrague 44 de alta ve-
locidad aplicado. Este quinto modo (es decir, desde la cuar-
ta base a la quinta base) persistirá entre la velocidad de
573 rpm del árbol de salida hasta aproximadamente 894 rpm,
la cual representa la quinta base. Esta condición de rela-
10 ción de velocidad fija (quinta base) representa la décima
condición de funcionamiento en marcha hacia adelante, en
que el camino del accionamiento es como se ha indicado en
la Fig. 10.

15 Como se ha ilustrado en la Fig. 10, la unidad hi-
dráulica "B" 14 está esencialmente descargada y el eje se-
cundario "B" no está contribuyendo con par alguno. Puede por-
tanto ser desaplicado el embrague 46 del árbol de salida me-
diante el control apropiado. También puede ser aplicado el
embrague 54 del árbol de salida puesto que la rueda dentada
20 48 no transmite ya potencia al árbol de salida. El camino
del accionamiento es ahora a través del planetario "A", jun-
tamente con la unidad hidráulica "A" 13, la cual actúa como
bomba. El par es conducido desde el eje secundario "A" a las
ruedas dentadas 45 y 42 y a sus embragues asociados, y luego
25 al árbol de salida 12. El embrague 54 de cuarta velocidad
permanece aplicado como preparación para la siguiente condi-
ción de funcionamiento. La velocidad del árbol de salida en
la quinta base es de aproximadamente 894 rpm.

30 Durante la undécima condición de funcionamiento,
ilustrada en la Fig. 11, tendrá lugar otro aumento de velo-

1 ciudad, pues la transmisión se mueve desde la quinta base a
la sexta base. El embrague 38 es aplicado, bloqueando con
ello la rueda dentada 40 al eje secundario "B". El camino
del accionamiento a través del eje secundario "A" sigue
5 siendo el mismo que en la décima condición, excepto en que
la unidad hidráulica "A" 13 está actuando ahora como motor
y aporta una contribución de par al eje secundario "A". La
unidad "A" 13 recibe potencia de la unidad hidráulica "B"
14, la cual está actuando ahora como bomba. El par proceden
10 te del planetario "B" es ahora aplicado al árbol de salida
12 a través del eje secundario "B" y de la rueda dentada 40.

Esta undécima condición (sexto modo) continúa has-
ta que la carrera de la unidad hidráulica "A" 13 disminuye
hasta esencialmente cero y la unidad hidráulica "B" se apro-
15 xima a la velocidad de rotación cero, en que la transmisión
ha completado su sexta base y la velocidad del árbol de sa-
lida es de aproximadamente 1397 rpm (sobre marcha de 0,716).
El camino del accionamiento de la sexta base es como se ha
ilustrado en la Fig. 12. El eje secundario "A" está comple-
20 tamente descargado y toda la potencia es transmitida a tra-
vés del planetario "B" al eje secundario "B", con el piñón
central "B" retenido estacionario por la unidad hidráulica
"B" 14. La potencia es transmitida desde el eje secundario
"B" a través de la rueda dentada 40 y a través del embrague
25 44 de alta velocidad aplicado en el árbol de salida 12. Es-
ta sexta base representa el accionamiento de alta velocidad
normal para el tractor.

La transmisión del presente invento está también
prevista con dos formas adicionales de sobremarcha. La pri-
30 mera de éstas se ha ilustrado en la Fig. 13, en la que el

1 embrague 62 de fricción del motor planetario "A" está des-
aplicado y el embrague de entrada "A" 15 está aplicado. La
potencia del motor es transmitida a través del embrague de
5 entrada "A" 15 a la unidad hidráulica "A" 13, la cual actúa
como bomba para suministrar fluido a la unidad hidráulica
"B" 14. La unidad 14 actúa como motor, para comunicar poten-
cia al eje secundario "B" a través de la corona dentada 23
10 del planetario "B". Las disposiciones de eje secundario y
de engranaje de árbol de salida son las mismas que en la
sexta base ilustrada en la Fig. 12, pero se ha previsto una
velocidad del árbol de salida adicional por accionamiento
del motor "B" 14 al piñón central "B" 21, el cual acciona a
15 la corona dentada "B" 23 con sobremarcha. Esta velocidad ad-
icional puede dar por resultado una velocidad del árbol de
salida de aproximadamente 2178 rpm (sobremarcha de 0,46),
la cual es la máxima condición de sobremarcha disponible con
la realización particular del invento aquí descrita.

También se dispone de una segunda forma de sobremar-
cha en que toda la potencia es transmitida a través del en-
20 granaje mecánico, y que se ha ilustrado en la Fig. 14. Los
embragues 16 y 72 de entrada "B" y de motor planetario están
aplicados, de modo que la potencia del motor es transmitida
a través de las ruedas dentadas 80, 82, 79, 77, 74 y 73 al
piñón central "B" 21 y, a través del planetario "B", al eje
25 secundario "B". Esta condición de totalmente engranado da
la misma capacidad de 2178 rpm de velocidad del árbol de sa-
lida que la sobremarcha hidráulica anteriormente descrita.
Esta sobremarcha engranada puede ser denominada la decimo-
cuarta condición o sobremarcha de sexta velocidad. Es de ha-
30 cer notar que se dispone de una sobremarcha mecánica pura pa-

1 ra cada velocidad de base, aplicando para ello los embragues
16 y 72 ó 15 y 62. En la sobremarcha engranada ambas unida-
des hidráulicas están puestas con ángulo de plato oscilante
cero (es decir, desplazamiento cero) y ninguna de ellas ac-
5 túa realmente como bomba ni como motor.

La transmisión del presente invento tiene una clara
ventaja sobre las transmisiones anteriormente conocidas en
la técnica, puesto que posee capacidad de frenar dinámica-
mente al vehículo asociado. Aplicando ambos embragues de en-
10 trada "A" y "B" 15 y 16, como se ha ilustrado en la Fig.
15, las unidades hidráulicas 13 y 14 son aplicadas para accio-
namiento con el árbol de entrada 11. Cuando cada una de las
unidades está puesta para una cierta carrera distinta de ce-
ro, cada unidad 13 y 14 es transformada en una bomba de al-
ta salida. El fluido bajo presión en el sistema hidráulico
es luego vertido sobre una válvula 99 de alivio de ajuste
fijo, la cual actúa como una carga hidráulica en el sistema.
El esfuerzo de frenado es controlado modulando para ello la
carrera de las unidades hidráulicas 13 y 14. La potencia de
20 frenado es con ello variada por los ajustes en las carreras
de estas unidades. Una válvula de alivio deseada puede dar
una potencia de frenado dinámico de hasta 450 caballos en
esta realización preferida, la cual ayudará notablemente a
ir frenando incluso el vehículo más pesado. Es de hacer no-
25 tar que el frenado dinámico puede tener lugar con solamente
uno de los embragues de entrada 15 ó 16 aplicado, con lo que
solamente se utiliza una unidad 13 ó 14. No obstante, se dis-
pone de solamente la mitad aproximadamente de la potencia de
frenado. La disposición de ruedas dentadas puede ser la mis-
30 ma que la descrita para la condición de sobremarcha engrana

1 da (Fig. 14), aunque puede hacerse disponible el frenado di-
námico en cualquier condición de funcionamiento simplemente
por aplicación de los embragues de entrada "A" o "B" 15 y/o
5 16. Puede verse, por consiguiente, que la transmisión del
presente invento puede ser cambiada de un modo de alto fre-
nado dinámico a un modo de accionamiento, sin operación de
cambio de engranaje. Preferiblemente, el sistema de válvula
de alivio incluye un cambiador de calor (no ilustrado), pa-
ra evitar el sobrecalentamiento del fluido hidráulico, si
10 la condición de frenado dinámico persiste durante cualesquie-
ra períodos dilatados de tiempo.

Con referencia de nuevo a la Fig. A, puede susti-
tuirse la válvula de alivio 99 por una bomba o motor hidráu-
lico 100 y pueden con ello utilizarse las fuerzas de frenado
15 dinámico para accionar accesorios, tales como una hormigone-
ra. El motor hidráulico 100 puede ser del tipo de ajuste fi-
jo o variable. Además, puede utilizarse el motor hidráulico
100 para accionar un dispositivo hidráulico 101, tal como
una hélice, o bien un ventilador que disipe el calor a la
20 atmósfera. También pueden usarse otros tipos de dispositi-
vos 101 de disipación de la energía juntamente con el motor
hidráulico 100, tales como un compresor de aire, un soplador,
un turbocompresor, etc.

En la Fig. 16 se ha ilustrado una condición de accio-
25 namiento en marcha atrás, en que el embrague de entrada "B"
16 y el embrague 62 de motor planetario "A" están aplicados.
La disposición de ruedas dentadas es la misma que en la con-
dición de arranque regenerativo (Fig. 1) pero, además, se
aplica el embrague 36 en el eje secundario 34 de marcha atrás.
30 El sentido de rotación comunicado desde el eje secundario

1 "A" al árbol de salida se invierte entonces. Por ejemplo, la
rotación en sentido de derechas del eje secundario "A" comu-
nica una rotación en sentido a izquierdas del eje 34 de mar-
cha atrás. La potencia es transmitida, a través de las rue-
5 das dentadas 41 y 42 a las ruedas dentadas 45 y 49 de eje
secundario "A" y a las ruedas dentadas 40 y 50 del eje se-
cundario "B", a la rueda dentada 48 del árbol de salida, la
cual proporciona una rotación en sentido a izquierdas al ár-
bol de salida 12. La velocidad máxima del árbol de salida
10 en marcha atrás, en la presente realización, es aproximada-
mente de 102 rpm para una velocidad de entrada de 1000 rpm.

En la Fig. 17 se ha ilustrado una condición de fun-
cionamiento en sobremarcha de marcha atrás. El embrague 16
de entrada "B" permanece aplicado para accionar la unidad hi-
15 dráulica "B" 14 como bomba y la unidad hidráulica "A" 13 co-
mo motor, para añadir velocidad al eje secundario "A" a tra-
vés del planetario "A". Los embragues de garras 43, 46, 51
y 52 están aplicados mientras que el embrague 36 de marcha
atrás permanece aplicado. La unidad hidráulica "B" suminis-
20 tra fluido a presión a la unidad hidráulica "A", la cual ac-
túa como motor, como se ha expuesto en lo que antecede.

CAPACIDADES DE TOMA DE FUERZA

Como se ha mencionado anteriormente, los sistemas
de toma de fuerza son sumamente deseables y muy usados en
25 diversos vehículos para trabajos pesados, tales como hor-
migonerías, empujadoras o tractores con hoja de empuje, vehí-
culos para recogida de basuras, etc. La transmisión del pre-
sente invento tiene capacidad para proporcionar motores de
toma de fuerza accionados auxiliares, tanto mecánicos como
30 hidráulicos, accionados por el motor y/o por la velocidad en

1 - carretera.

5 Con referencia de nuevo a la Fig. A, una bomba 83 accionada mecánicamente es accionada por la rueda dentada 82, la cual toma la potencia del árbol de entrada 11. Es de hacer notar que las bombas adicionales, tales como la 83, pueden ser fácilmente accionadas desde otros componentes de la transmisión accionados mecánicamente, tales como el árbol de entrada 11, componentes de una u otra de las unidades hidráulicas 13 y 14, y uno u otro de los ejes secundarios y su engranaje asociado. Estas tomas de fuerzas mecánicas no se estudiarán con detalle pues son bien conocidas en la técnica.

10

15 La transmisión del presente invento tiene también capacidad de toma de fuerza hidráulica auxiliar continua. El fluido en la conducción 28 de alta presión del colector del sistema hidráulico está siempre bajo presión, cuando la transmisión está en cualquier modo de funcionamiento anteriormente descrito. Esa toma de fuerza puede ser accionada purgando el lado de alta presión 28 del sistema hidráulico.

20 Además, cuando el vehículo está detenido, pueden aplicarse los embragues de entrada 15 y 16 mientras están desaplicados los embragues planetarios 62 y 72. La transmisión está por tanto en posición neutra mientras que ambas unidades hidráulicas 13 y 14 están aplicadas para funcionamiento y son capaces de suministrar potencia hidráulica a una toma de fuerza.

25 La conducción 88 de toma de alta presión puede por tanto ser derivada en cualquier momento durante el funcionamiento, para alimentar de energía a la unidad de accionamiento auxiliar.

30 En la realización actualmente preferida, el fluido

1 hidráulico bajo alta presión pasa siempre a través del mis
mo conducto o conducción 28 en el colector de fluido. El
fluido de alta presión es mantenido en un solo paso debido
a la singular disposición de engranaje planetario que permi
5 te que sea invertido el sentido de rotación de cada unidad
hidráulica 13 y 14 cada vez que la misma es convertida de
bomba a motor o de motor a bomba.

Queda por tanto asegurado siempre que las tomas de
fuerza sean accionadas continuamente en un sentido. Es de
10 hacer notar que la presión de fluido en el colector 28 de
alta presión puede llegar a ser de 420 kg/cm^2 en algunas
condiciones de funcionamiento. Debido al único lado 26 de al
ta presión, los costes de tuberías externas del sistema hi
dráulico son reducidos.

15 En la Fig. A, un motor hidráulico 100 de desplaza
miento fijo está intercalado para funcionamiento en la con
ducción 88 de toma hidráulica de alta presión. El motor 100
puede utilizarse, por ejemplo, para hacer girar un tambor
de una hormigonera montada en el vehículo asociado. El flui
do de baja presión es hecho retornar por la bomba 100 a la
20 conducción 86 de retorno de fluido a baja presión, al conduc
to 28 de baja presión del colector de fluido hidráulico.

El sistema de la realización actualmente preferida
tiene la ventaja de utilizar los componentes necesarios pre
25 sentes en la transmisión, principalmente el depósito de flui
do, el sistema de filtrado del cambiador de calor y las bom
bas de desplazamiento variable de alta capacidad.

Aunque la anterior estructura ha sido descrita con
el fin de ilustrar una realización actualmente preferida del
30 invento, ha de entenderse que se pueden efectuar muchas modi

1 - ficaciones o alteraciones sin desviarse del espíritu ni re-
basar el alcance del invento, tal como queda expuesto en
las reivindicaciones que se acompañan.

5

10

15

20

25

30

REIVINDICACIONES

5

Los puntos de invención propia y nueva que se presentan para que sean objeto de esta solicitud de Patente de Invención en España, por VEINTE años, son los que se recogen en las reivindicaciones siguientes:

10

1ª.- Una transmisión para vehículos que comprende: un árbol de entrada, ejes secundarios primero y segundo destinados a ser accionados por dicho árbol de entrada, un árbol de salida destinado a ser accionado por dicho eje secundario; un primer conjunto de engranaje susceptible de aplicación para accionamiento con dicho árbol de entrada y dicho primer eje secundario, y un segundo conjunto de engranaje susceptible de aplicación para accionamiento con dicho árbol de entrada y dicho segundo eje secundario; un sistema hidráulico que tiene una primera unidad hidráulica modulable asociada para accionamiento con dicho primer conjunto de engranaje, una segunda unidad hidráulica modulable asociada para accionamiento con dicho segundo conjunto de engranaje y un dispositivo hidráulico; y medios para frenar dinámicamente dicho árbol de entrada modulando para ello selectivamente dichas unidades hidráulicas para controlar el flujo de fluido hidráulico a presión a dicho dispositivo hidráulico.

15

20

25

2ª.- Una transmisión según la reivindicación 1ª, en la que dicho dispositivo hidráulico es una válvula de alivio de ajuste fijo.

30

3ª.- Una transmisión según la reivindicación 1ª,

10109

en la que dicho dispositivo hidráulico es un motor hidráulico destinado a accionar un dispositivo para disipar energía.

5 4ª.- Una transmisión según la reivindicación 3ª, en la que dicho motor hidráulico es un motor hidráulico variable.

10 5ª.- Una transmisión que comprende un árbol de entrada, ejes secundarios primero y segundo destinados a ser accionados por dicho árbol de entrada, un árbol de salida destinado a ser accionado por dichos ejes secundarios; un primer conjunto de engranaje susceptible de aplicación para accionamiento con dicho árbol de entrada y dicho primer eje secundario y un segundo conjunto de engranaje susceptible de aplicación para accionamiento con dicho árbol de entrada y
15 dicho segundo eje secundario; un sistema hidráulico que tiene una primera unidad hidráulica asociada para accionamiento con dicho primer conjunto de engranaje y una segunda unidad hidráulica asociada para accionamiento con dicho segundo conjunto de engranaje, caracterizada por el perfeccionamiento que consiste en que dicha transmisión contiene además
20 medios para regenerar la potencia de dicho árbol de entrada a través de dichas unidades hidráulicas cuando la velocidad de rotación de dicho árbol de salida es sustancialmente cero.

25 6ª.- "UNA TRANSMISION PARA VEHICULOS".

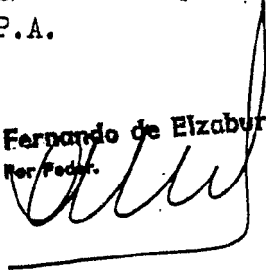
Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y con los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de CUARENTA Y DOS hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 16. OCT. 1979

P.A.

Fernando de Elizaburu
Por Fedat.



5

10

15

20

25

30
10109

VAL

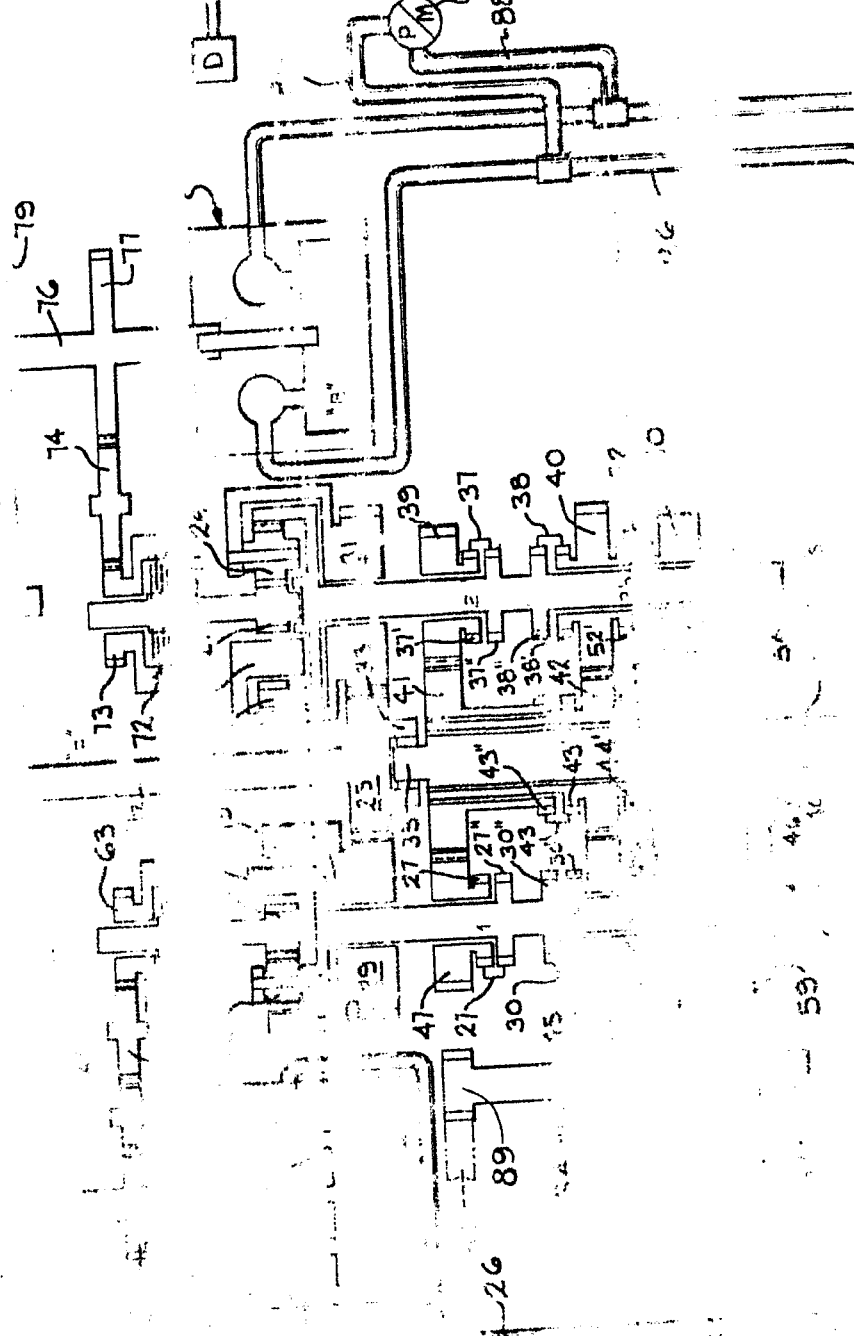


FIG A

Fernando de Elizaburc
Por Poder.

**POOR
QUALITY**

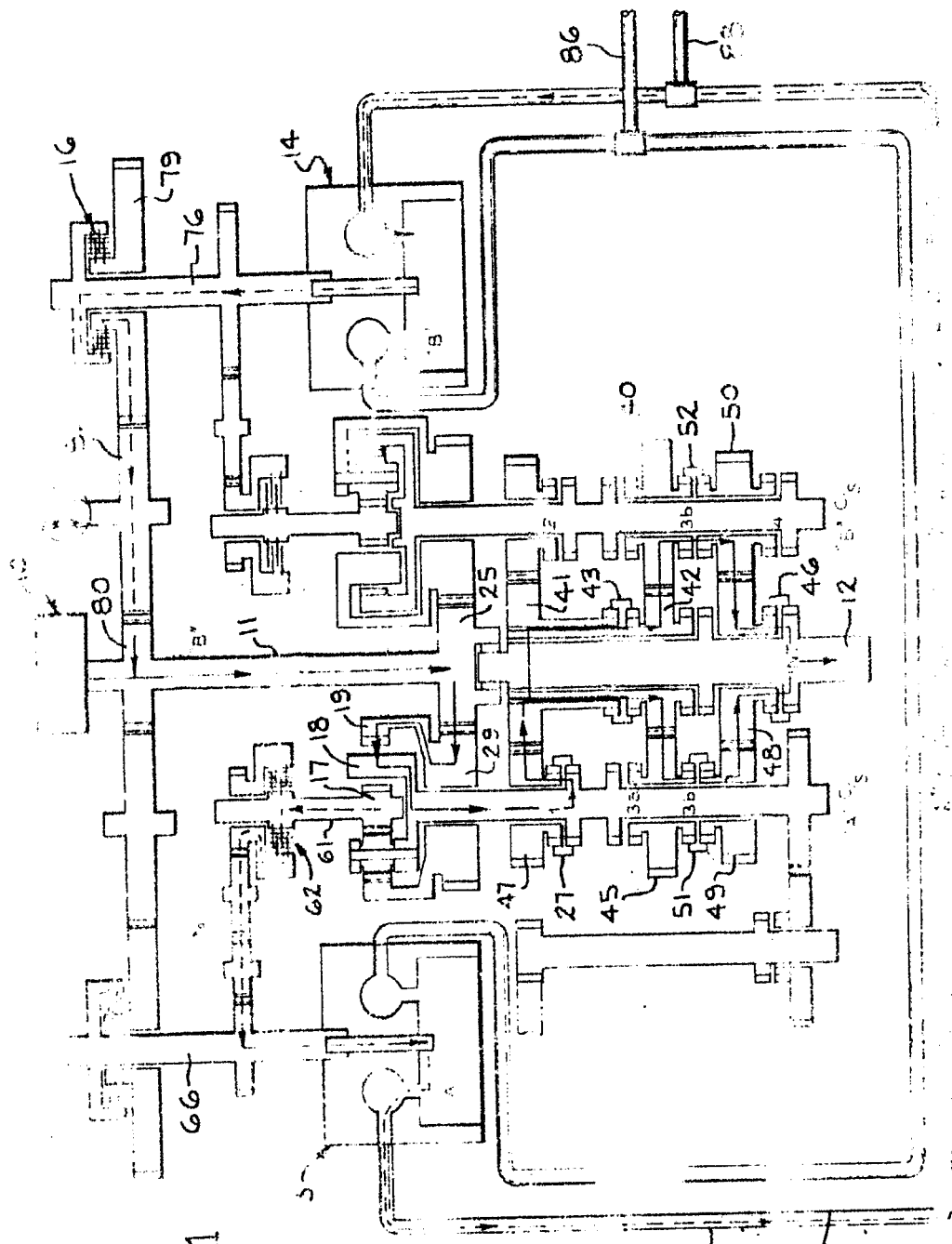
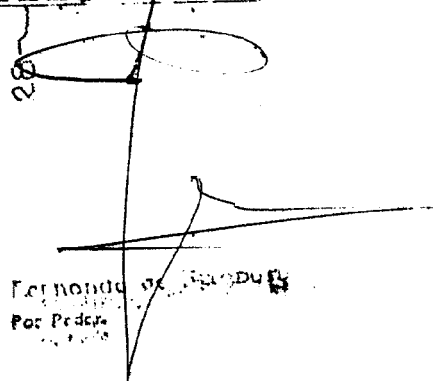


FIG. 1



 Fernando de ...

 Por Pedro ...

POOR QUALITY

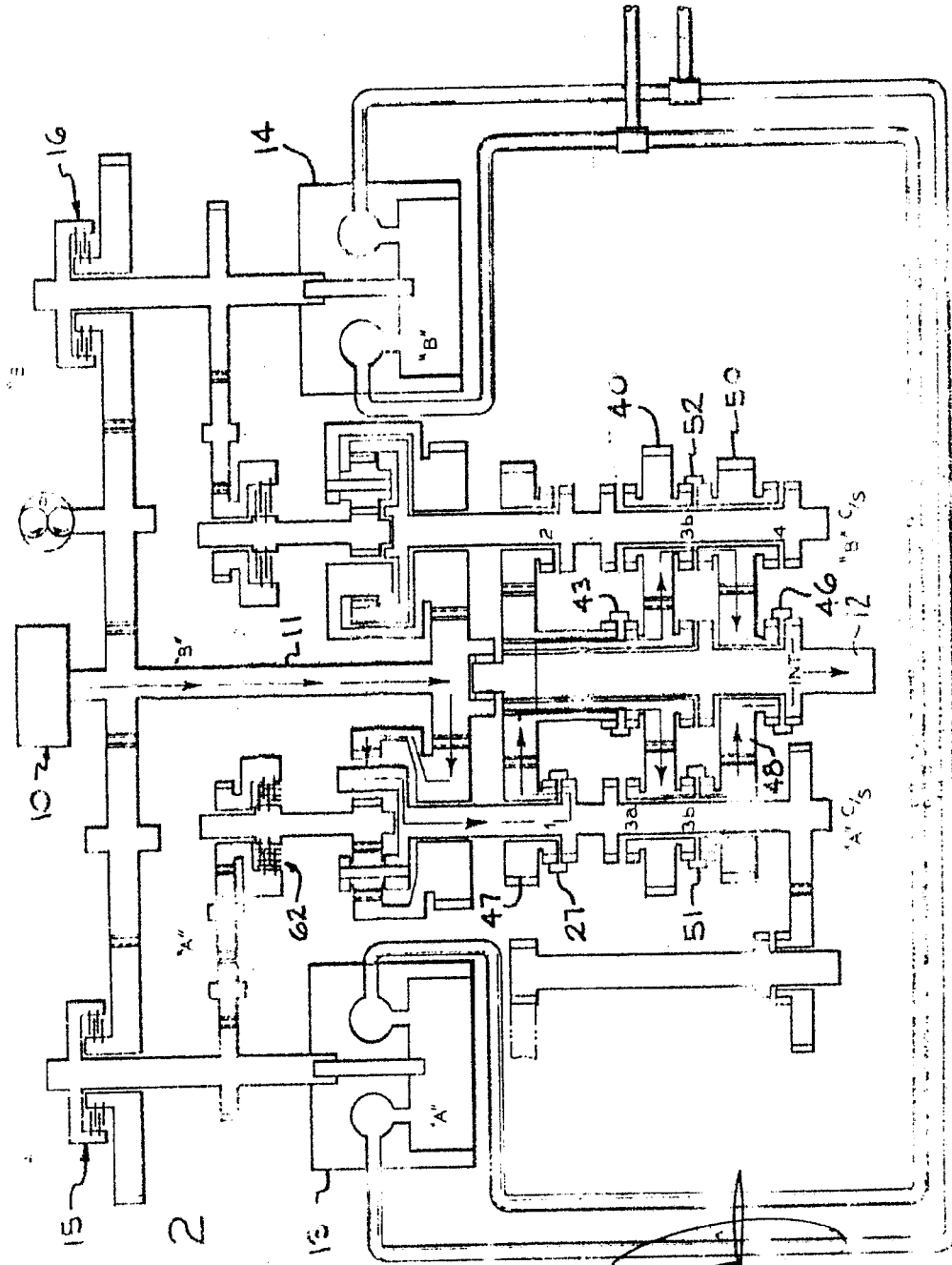


FIG. 2

Fernando de Elizabete
Por Pedro.

POOR
QUALITY

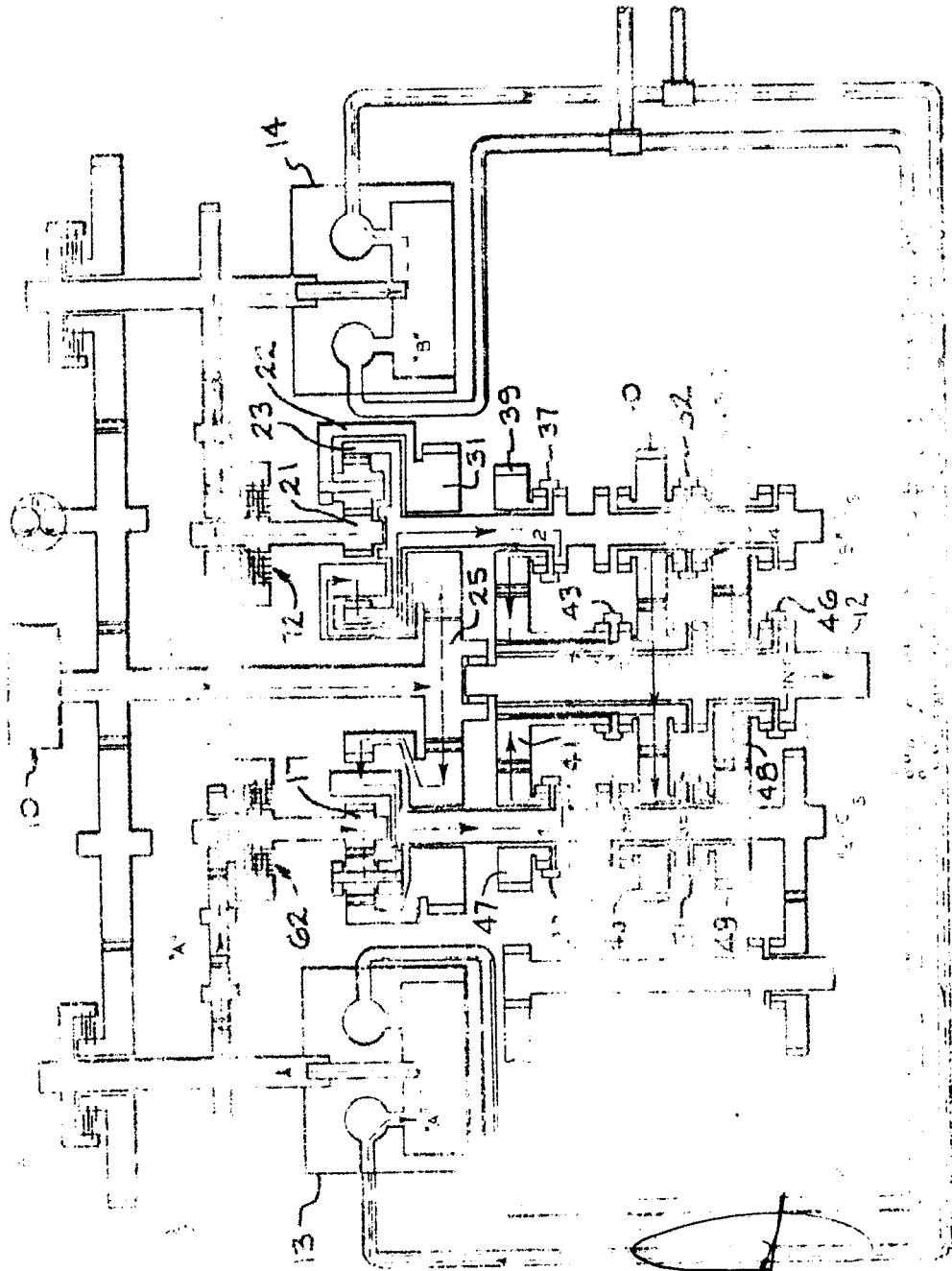


FIG. 1

Fernando de Eixaburu II
 Por Poder.

**POOR
 QUALITY**

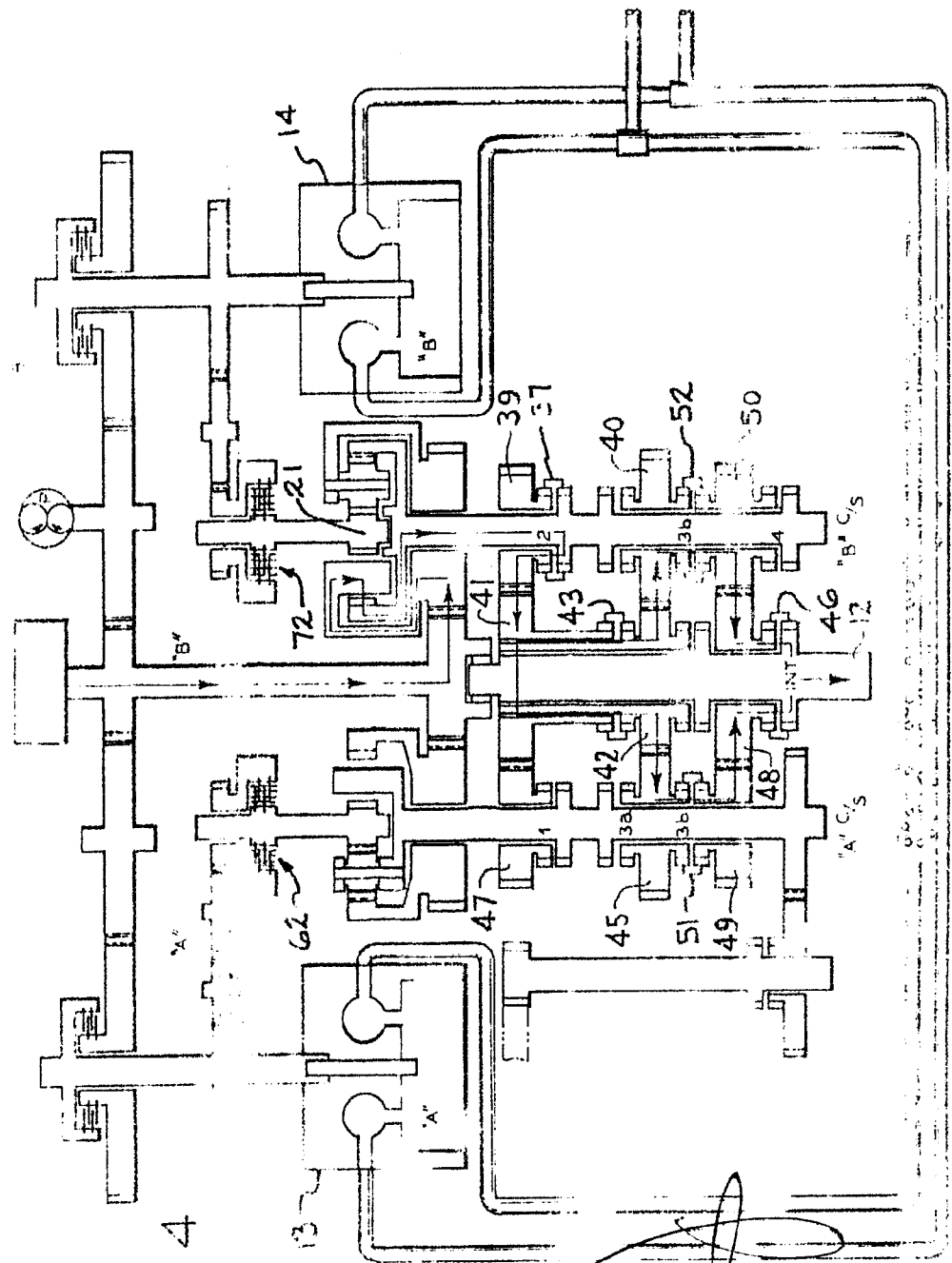
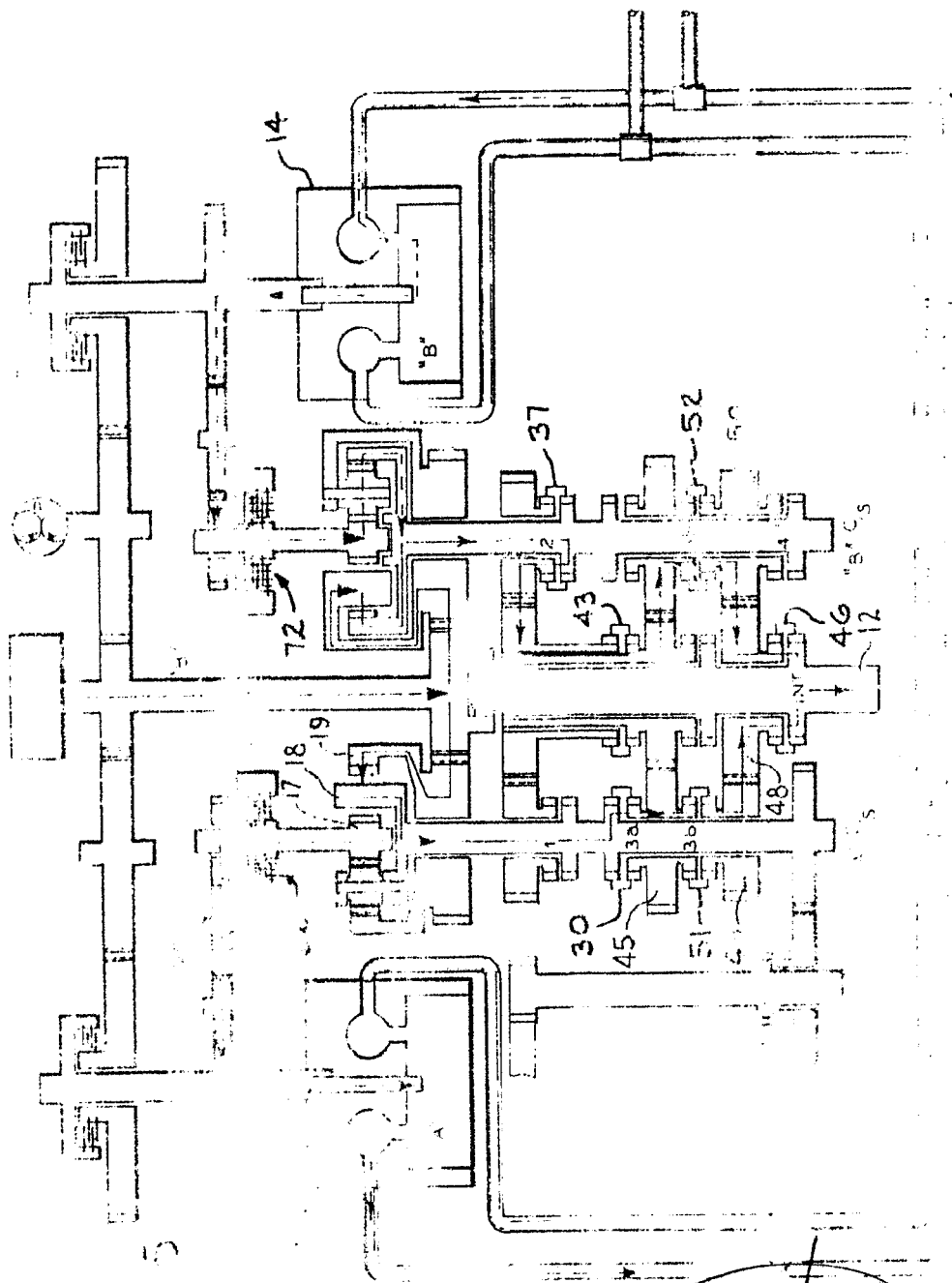
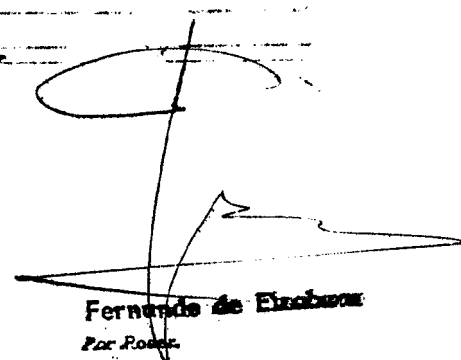


FIG. 4

F. de E. de E.
Por Poder.

**POOR
QUALITY**




Fernando de Encarnación
Por Rotor

**POOR
QUALITY**

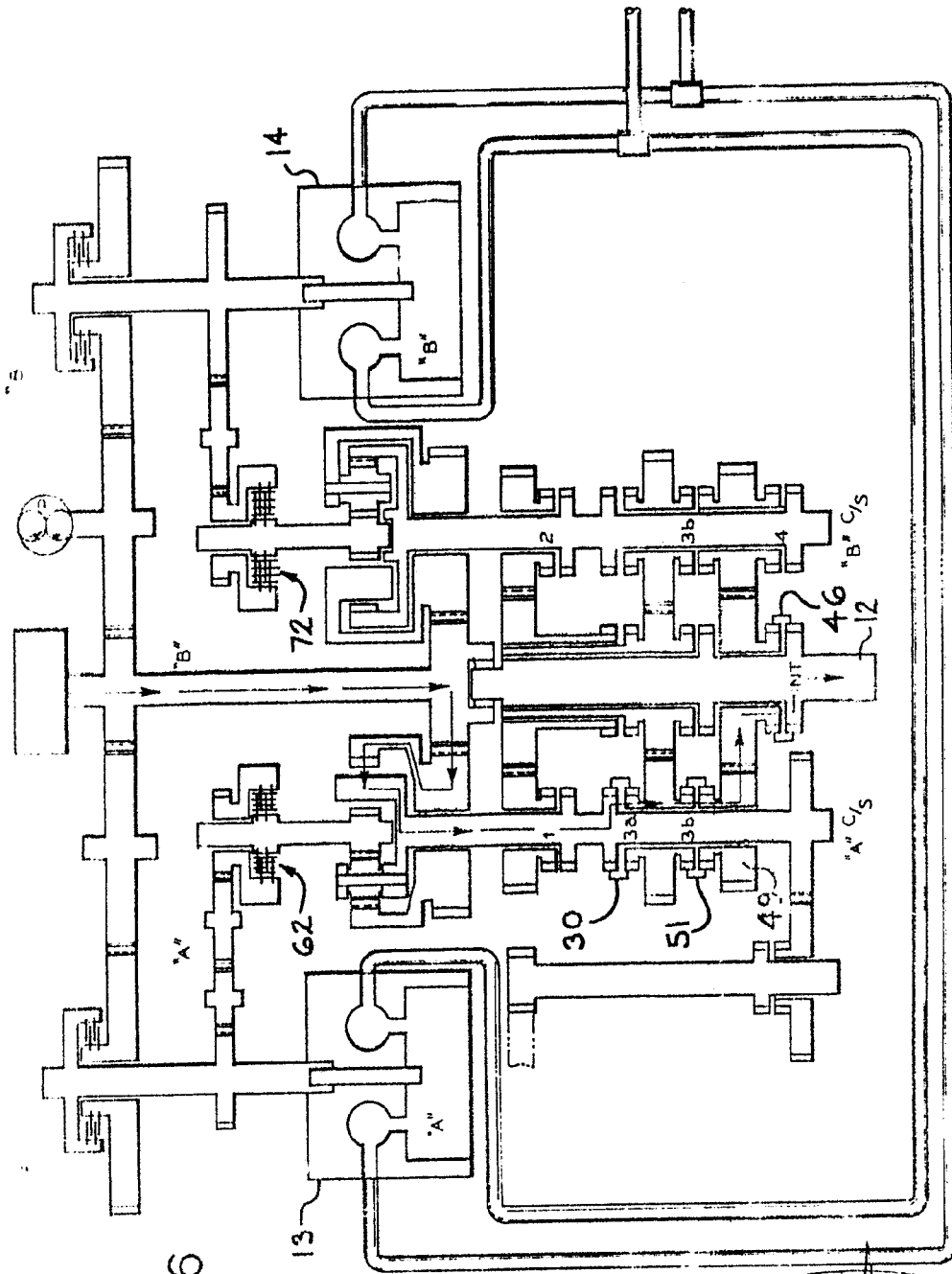


FIG. 6

Fernando de Elizabery
Par Poder.

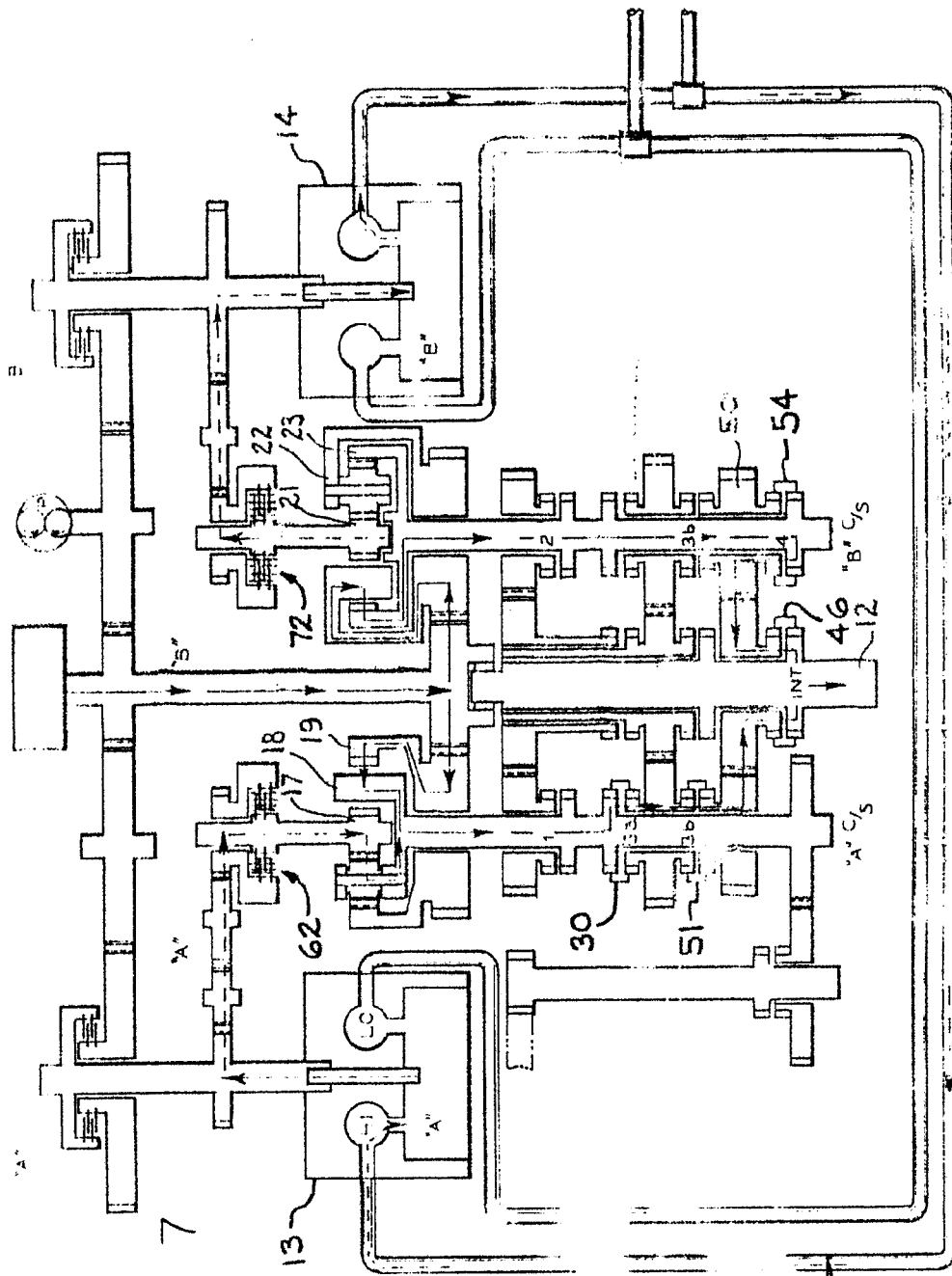
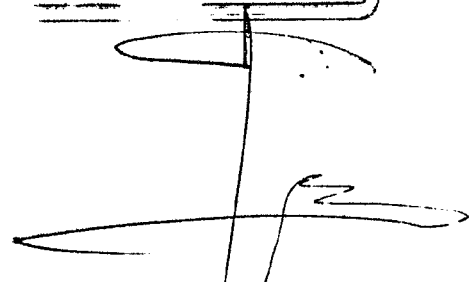


FIG. 7


 Fernanda de Matos
 Por Poder.

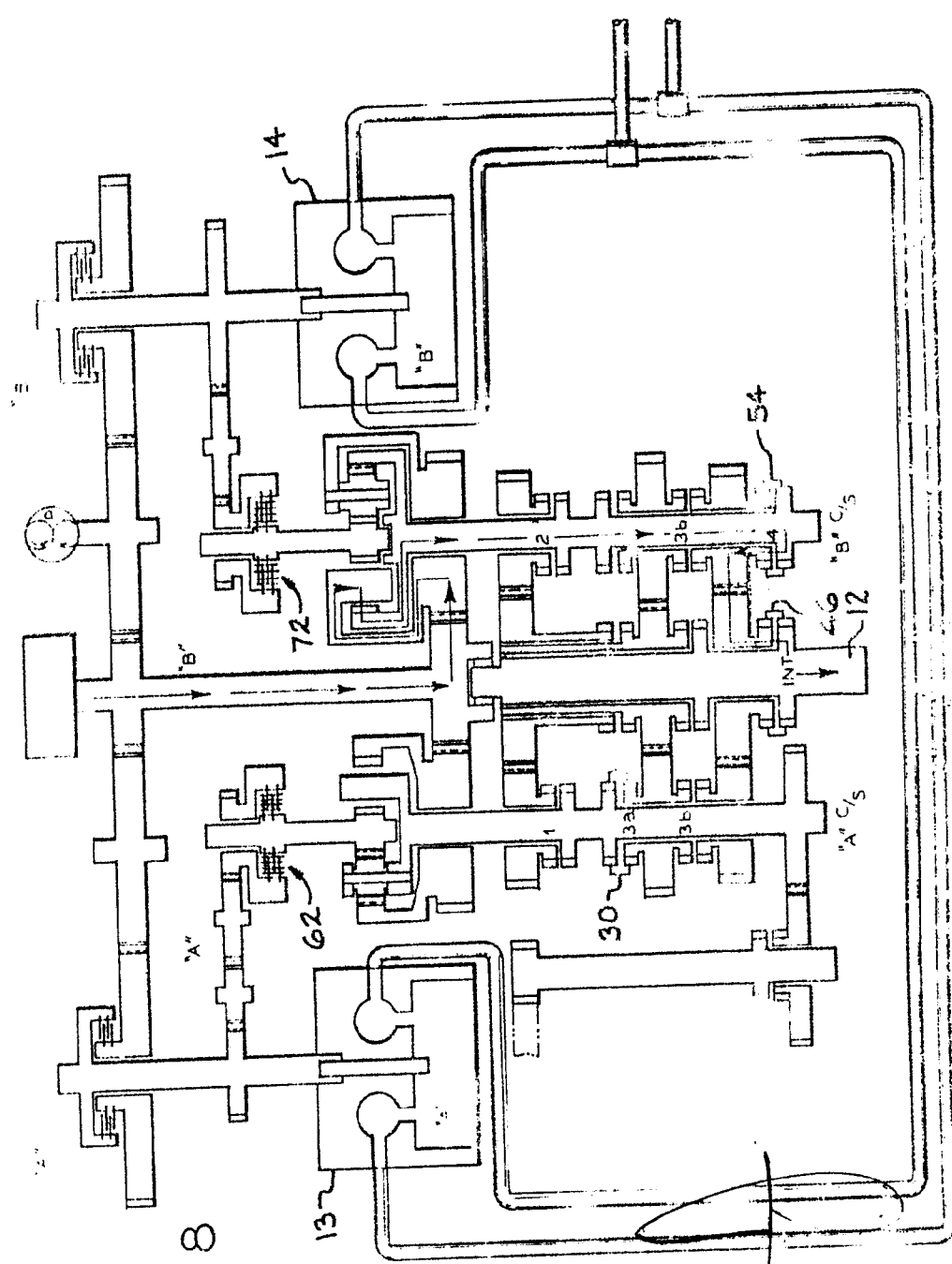
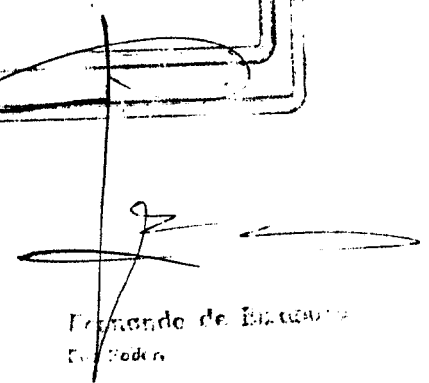


FIG. 8



 Fernando de B. ...

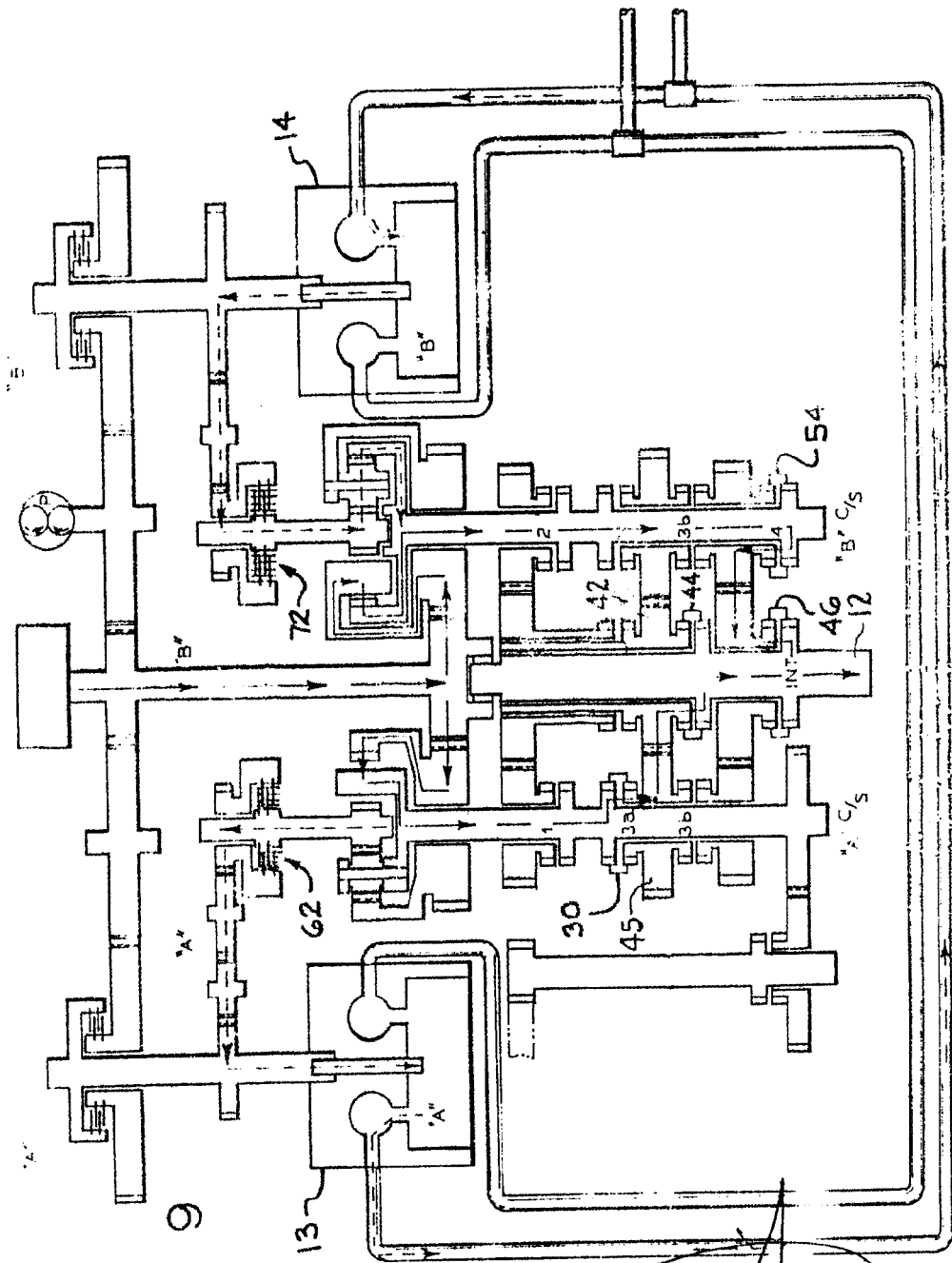


FIG. 9

[Handwritten signature]

In witness whereof, I have hereunto set my hand and seal of office, at the City of New York, this 1st day of June, 1951.

By *[Signature]*
 Attorney at Law

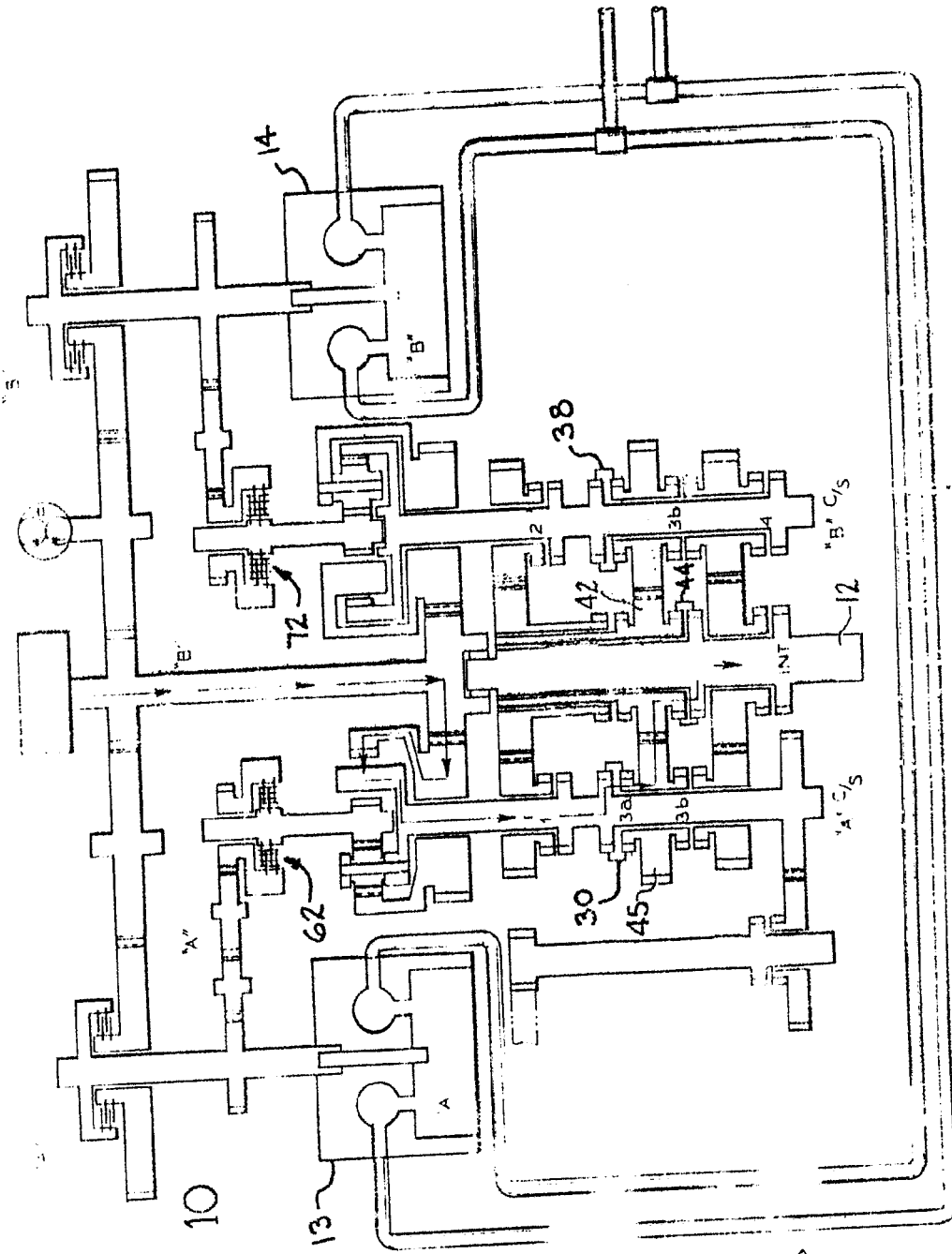


FIG. 10

Fernando de Elzaburu
Por Poder.

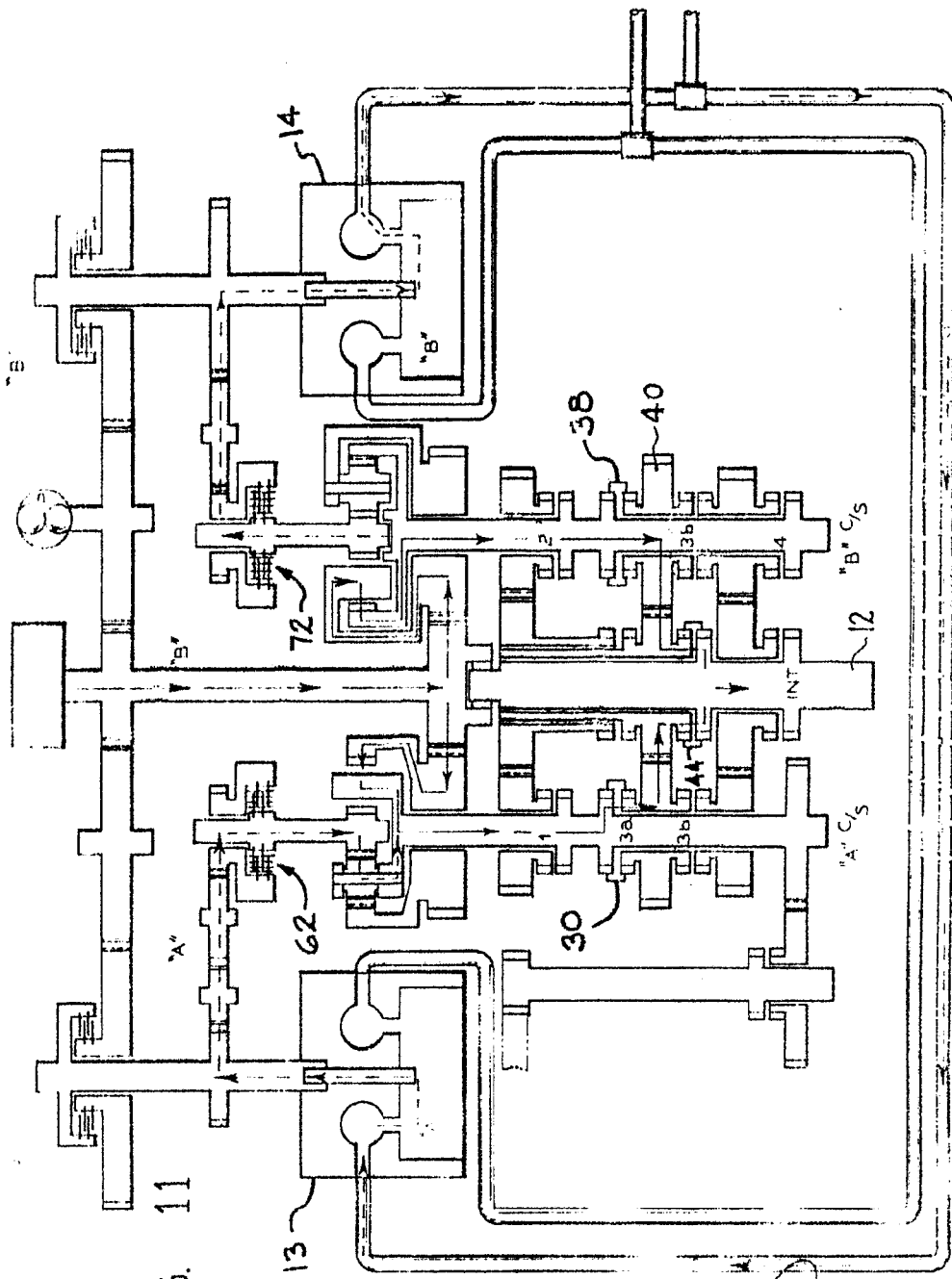
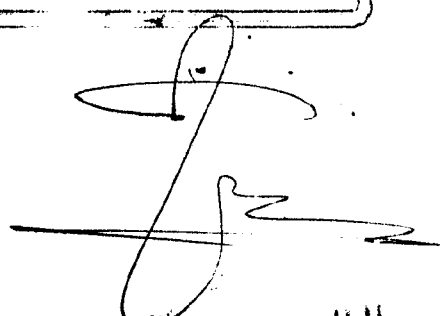


FIG. 11


Fernando de Elzabury
Por Poder.

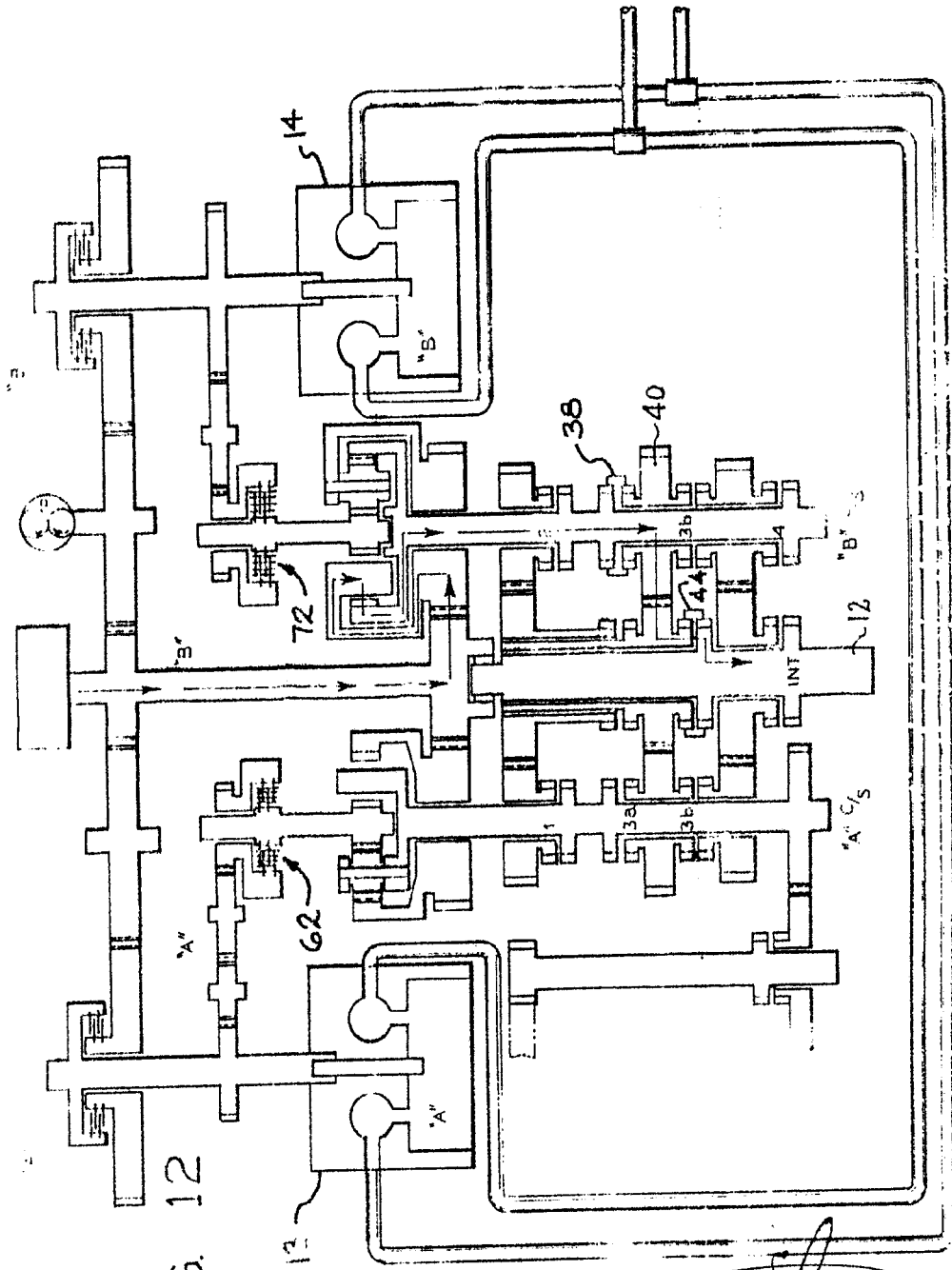


FIG. 12

[Handwritten Signature]
Fernando de Elizaburu
P.C. Feder.

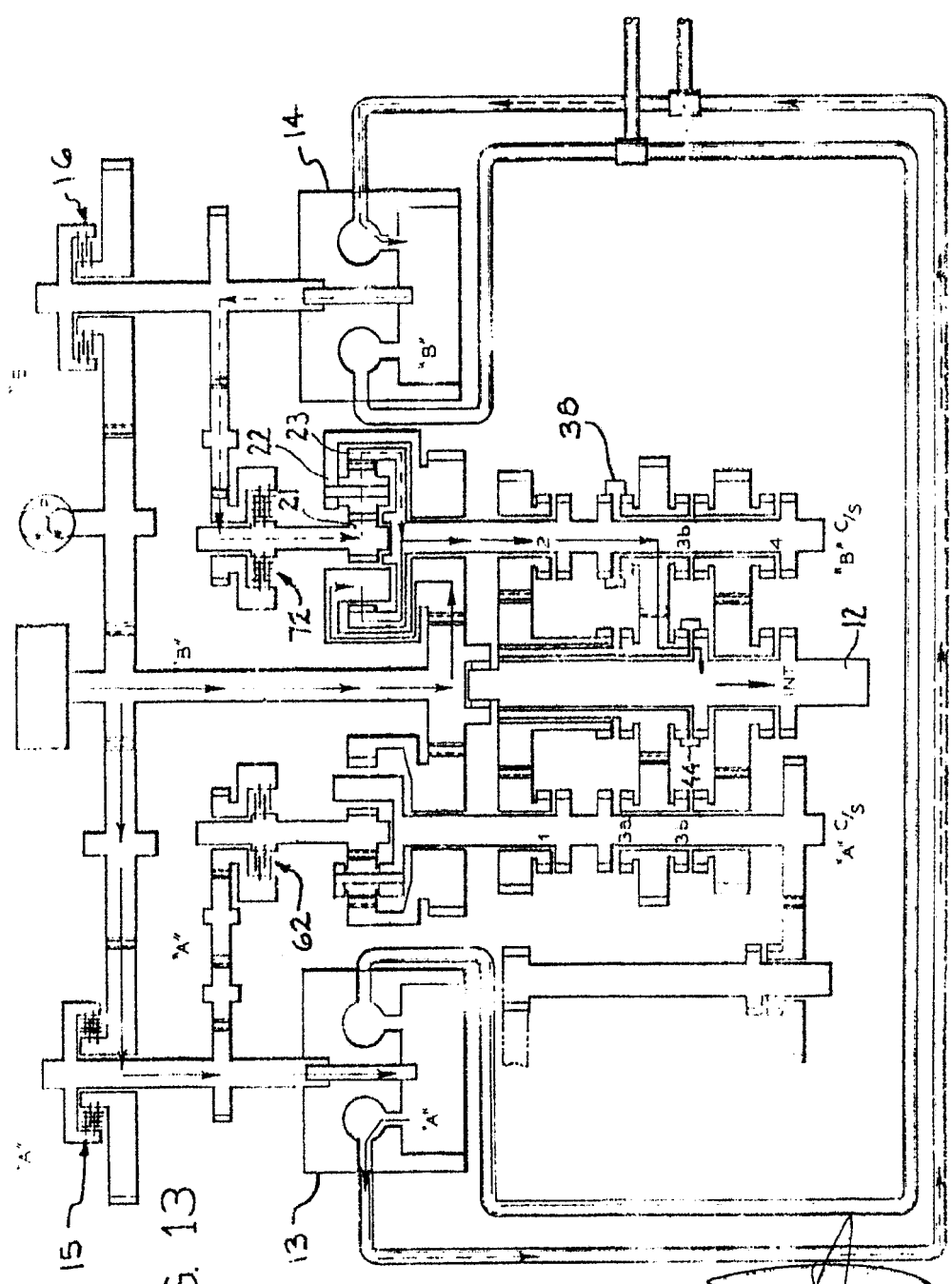


FIG. 13

Fernando de Eizola
Inventor

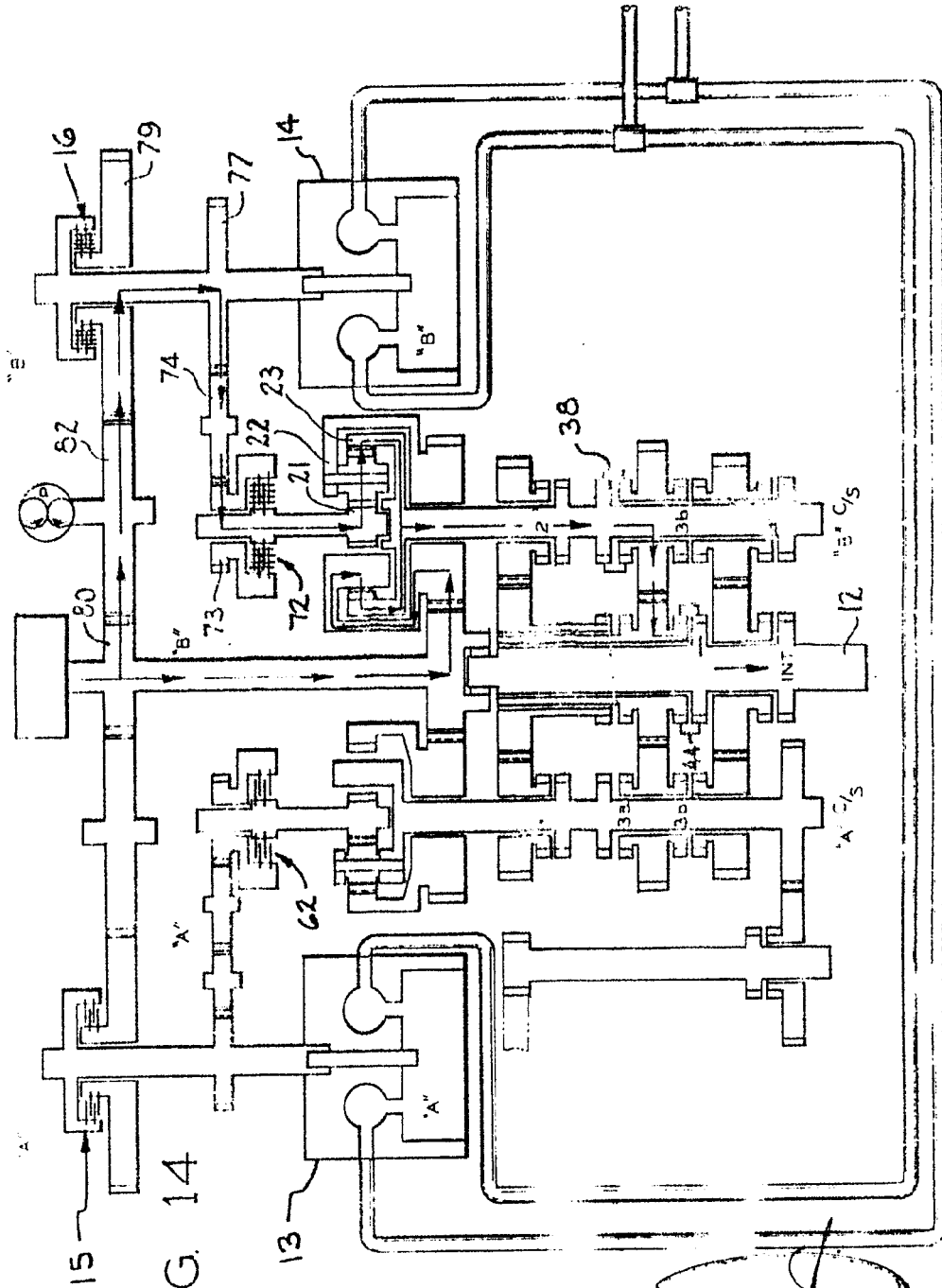


FIG. 14

[Handwritten signature]
1957

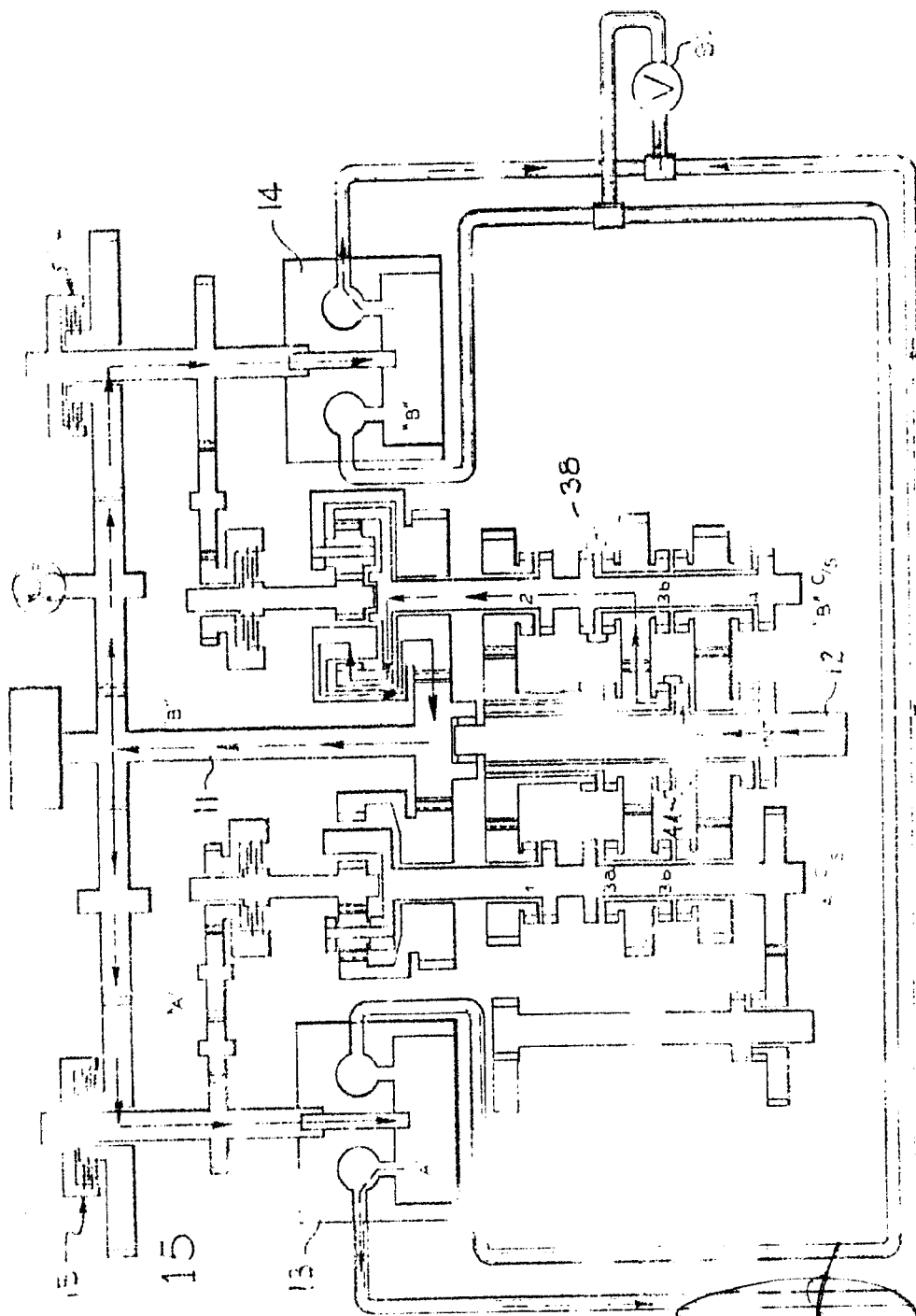


FIG. 15

Fernando de Elzabere
Por Poder

POOR
QUALITY

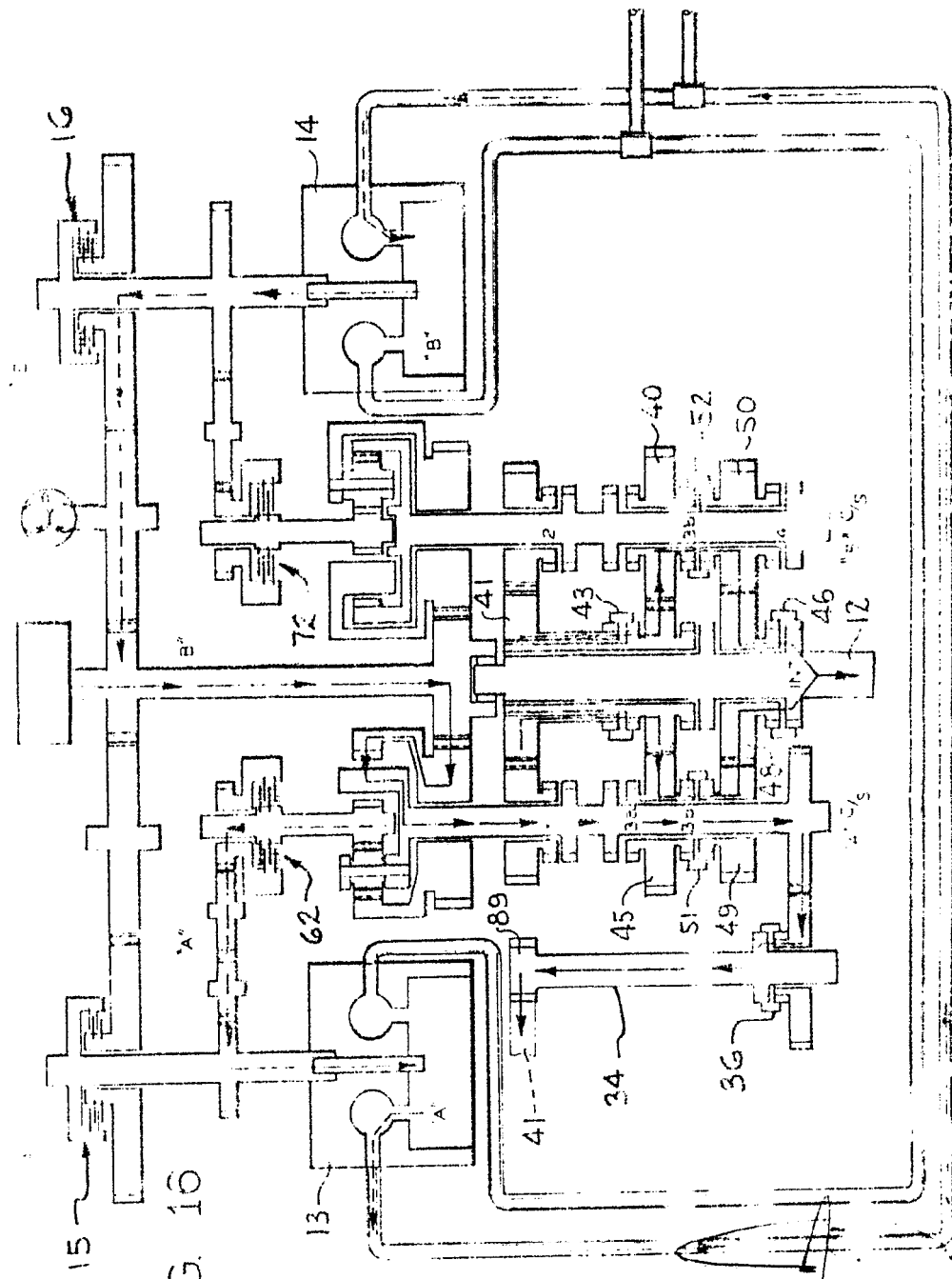


FIG. 16

Fernando de Elizaburt
Per Poder.

POOR
QUALITY

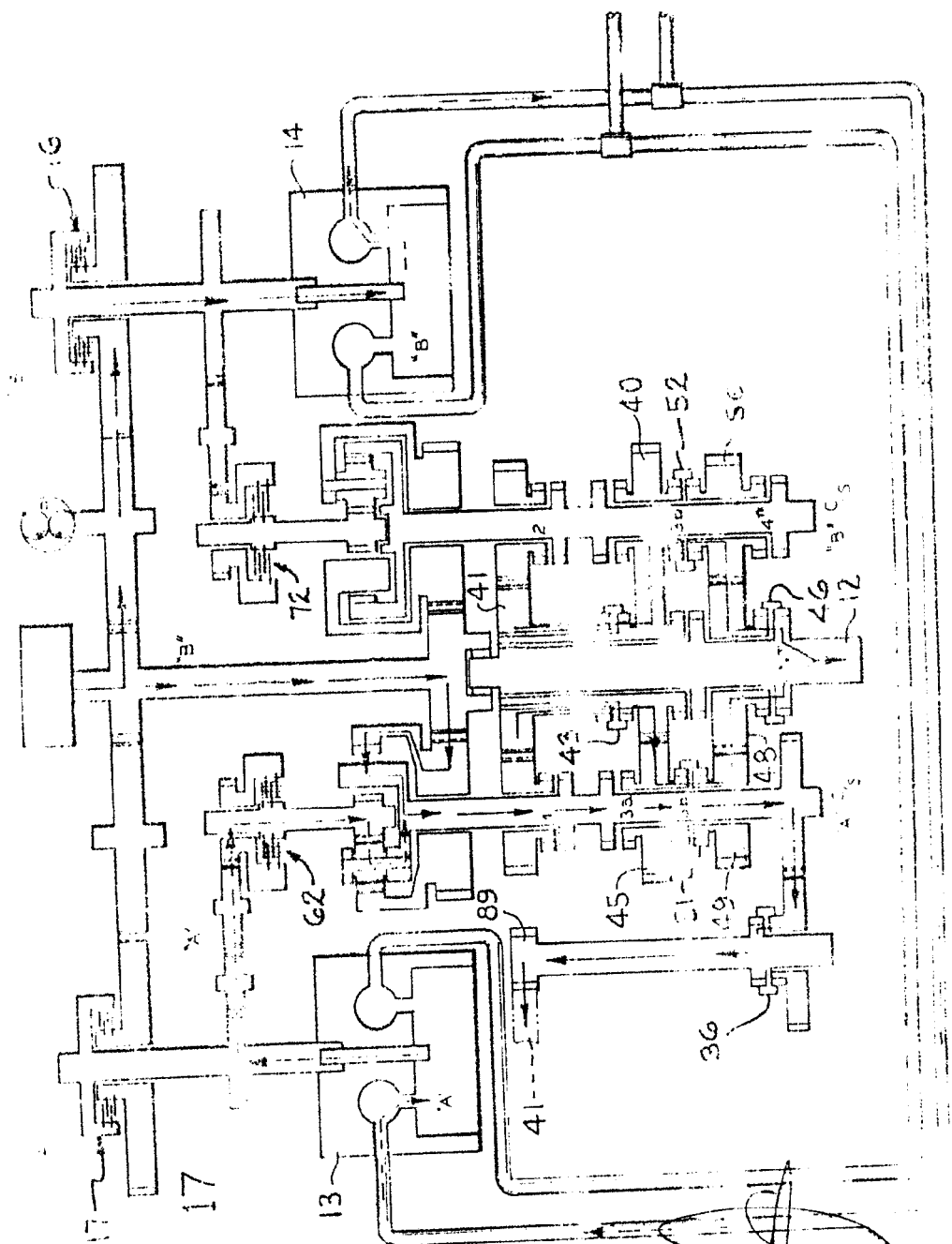


FIG. 17

From the cylinder to the distributor

POOR QUALITY