Resumen

El proyecto consiste en el diseño conceptual de una transmisión electromecánica continuamente variable y en el diseño de detalle de los componentes mecánicos de la transmisión. Recoge además un estudio de los antecedentes de la idea, un análisis del mercado potencial del producto, un estudio de costes y un estudio de viabilidad.

La transmisión esta pensada para ser instalada en vehículos de la construcción (dumpers y carretillas elevadoras). Este documento incluye una lista con las especificaciones presentadas por una empresa de este sector para algunas de sus máquinas. A partir de dichas especificaciones se desarrolla una propuesta de gama de transmisiones y el diseño conceptual de la transmisión. Se selecciona uno de los modelos de la gama propuesta y se desarrolla el diseño de detalle del modelo seleccionado.

En el análisis de los antecedentes se comprueba que existen varias aproximaciones a la idea de una transmisión mecánica continuamente variable, pero en ninguna de ellas se alcanza el nivel de rendimiento de la transmisión diseñada.

A partir del estudio de mercado y del estudio de costes presentado se deduce que la comercialización del mecanismo puede resultar muy rentable.

En el estudio del impacto ambiental se observa como, gracias al mayor rendimiento que tiene la transmisión diseñada respecto a las transmisiones hidrostáticas utilizadas actualmente, el consumo de combustible a lo largo de la vida útil del mecanismo es 11.300 litros menor que en las alternativas y por lo tanto, también son inferiores las emisiones de CO_2 (29,93 toneladas menos).

Índice

RESUMEN 1

ÍNDICE 3

1. GLOSARIO 7

2. PREFACIO 9

2.1. Introducción a los mecanismos de relación de transmisión variable 9

2.2. Origen del proyecto 11

3. INTRODUCCIÓN 13

3.1. Objetivos del proyecto 13

3.2. Alcance del proyecto 13

4. ANTECEDENTES. 15

4.1. Patentes 15

4.2. Productos comerciales 17

4.3. Conclusiones del estudio de antecedentes. 18

5. ESTUDIO DE MERCADO 19

5.1. Análisis de la demanda potencial. 19

5.1.1. Previsiones de venta 20

5.2. Estudio de la oferta actual 23

6. ESPECIFICACIONES 25

7. DISEÑO CONCEPTUAL. 29

7.1. Determinación de la variabilidad de las transmisiones a sustituir. 30

7.2. Determinación del tipo de mecanismo a desarrollar. 31

7.3. Propuesta de gama. 33

7.3.1. Selección de τ_{max} y τ_{eq}. 33

7.3.2. Selección de la fracción de potencia por el variador. 36

7.3.3. Determinación del número de etapas. 38

7.3.4. Propuesta final. 40

7.4. Determinación del grafo del mecanismo. 42

7.5. Selección de las relaciones de transmisión. 43

7.6. Esquema del mecanismo. 44

8. ESTUDIO DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS 49

8.1. Alternativa A: esquema básico. 49
8.2. Alternativa B: esquema compacto. 50
8.3. Alternativa C: compacto con epicicloidal tipo 1. 53
8.4. Selección final 55
8.5. Inversor 55

9. DISEÑO DE DETALLE DE LOS DISTINTOS COMPONENTES. ____57

9.1. Engranajes. 57
9.1.1. Cálculo del par máximo que pasa por cada rueda 57
9.1.2. Cálculo de la velocidad máxima a que gira cada rueda 59
9.1.3. Selección del número de dientes. 60
9.1.4. Determinación del espesor de las ruedas. 61
9.2. Propuesta para el impulsor de banda en v. 66
9.3. Ejes. 67
9.3.1. Identificación de las cargas aplicadas y cálculo de las reacciones. 67
9.3.2. Identificación del punto crítico. 68
9.3.3. Selección del diámetro mínimo. 68
9.4. Sincronizadores. 71
9.5. Rodamientos. 73
9.6. Inversor. 76
9.7. Carcasa. 77
9.8. Conjunto montado. 79

10. ESTUDIO ECONÓMICO. _____83

10.1. Estudio de costes. 83
10.1.1. Costes de ingeniería. 83
10.1.2. Costes de fabricación y montaje. 84
10.1.3. Costes de materiales. 84
10.1.4. Costes totales. 86
10.2. Estudio de viabilidad. 86

11. ESTUDIO DEL IMPACTO AMBIENTAL. _____89

11.1. Impacto ambiental en el proceso de diseño. 89
11.2. Impacto ambiental en el proceso de fabricación. 89
11.3. Impacto ambiental derivado de la implantación del mecanismo. 89
11.3.1. Rendimiento de una transmisión hidrostática. 90
11.3.2. Rendimiento de la transmisión diseñada. 90
11.3.3. Comparativa entre las dos opciones. 90

CONCLUSIONES _____93

AGRADECIMIENTOS **95**

BIBLIOGRAFÍA **97**

Referencias bibliográficas 97

Bibliografía complementaria 97

1. Glosario

$\beta_{sistema}$= Variabilidad del mecanismo: $\tau_{max}/\tau_{eq.}$

$\beta'_{sistema}$= Diferencia entre la relación de transmisión equivalente y la mínima: τ_{eq}-$\tau_{min.}$

γ_{max}= Potencia máxima que pasa por el variador dividida por la potencia total que pasa por el mecanismo.

τ_{max}= relación de transmisión máxima que puede producir el mecanismo.

τ_{eq}= par máximo que puede producir el motor entre el par máximo que se puede tener a la salida de la transmisión.

τ_{min}= relación de transmisión mínima que puede producir el mecanismo.

EVT= Electronic Variable Transmission: Transmisión electrónica continuamente variable.

Zona de marcha corta=comprende el conjunto de relaciones de transmisión entre τ_{min} y τ_{eq}.

Zona de marcha larga=comprende el conjunto de relaciones de transmisión entre τ_{eq} y τ_{max}.

2. Prefacio

2.1. Introducción a los mecanismos de relación de transmisión variable

Cuando se trabaja con una maquina que, mediante un motor, genera energía mecánica de rotación que es consumida por una carga se pueden dar tres casos diferentes:

1) Que la velocidad angular de trabajo óptima del motor coincida con la que consigue el trabajo óptimo de la carga.

2) Que las velocidades angulares de trabajo óptimas no coincidan, pero la relación entre ambas sea constante en el tiempo.

3) Que las velocidades angulares de trabajo óptimas no coincidan y la relación entre ellas varíe con el tiempo.

Para el primero de los casos basta con un acople directo entre el motor y la carga, mientras que para el segundo es suficiente con añadir un mecanismo que reduzca o multiplique la velocidad angular del motor antes de acoplarlo a la carga.

En el último de los casos se presenta la necesidad de desarrollar mecanismos que generen relaciones de transmisión variables en el tiempo. Los cambios de marchas actuales, que proporcionan múltiples relaciones de transmisión, son una solución aproximada del problema. Existen también en el mercado algunos mecanismos que consiguen una relación continuamente variable, sin embargo las características de éstos (relación de la potencia transmitida respecto al peso, rendimiento mecánico, vida) son inferiores a las de los cambios de marchas tradicionales.

Se pueden clasificar las transmisiones continuamente variables dentro de tres grupos:

a) Variadores de velocidad por fricción: se trata de mecanismos que transmiten directamente la rotación de eje de entrada al de salida a través de un elemento intermedio, que arrastrará al eje de salida y será arrastrado a su vez por el eje de entrada. Necesariamente el trabajo efectuado por este elemento ha de ser por fricción, pues si se usase un mecanismo formado por engranajes solo se podrían generar relaciones de transmisión dentro del conjunto de los números racionales, que no es continuo, por lo que sería imposible un cambio continuo de relación de transmisión.

Un ejemplo de este tipo de mecanismo es un variador de correas trapezoidales como el mostrado en la Figura 2-1, en el que la separación de los platos de las poleas determinarán el diámetro primitivo sobre el que trabaja cada correa. En el caso del eje 2 dicha separación se controla mediante un cilindro hidráulico, mientras que para el eje 1 la separación entre los platos queda condicionada por la longitud de la correa y del muelle que les obliga a cerrarse para asegurar que la correa queda en tensión.

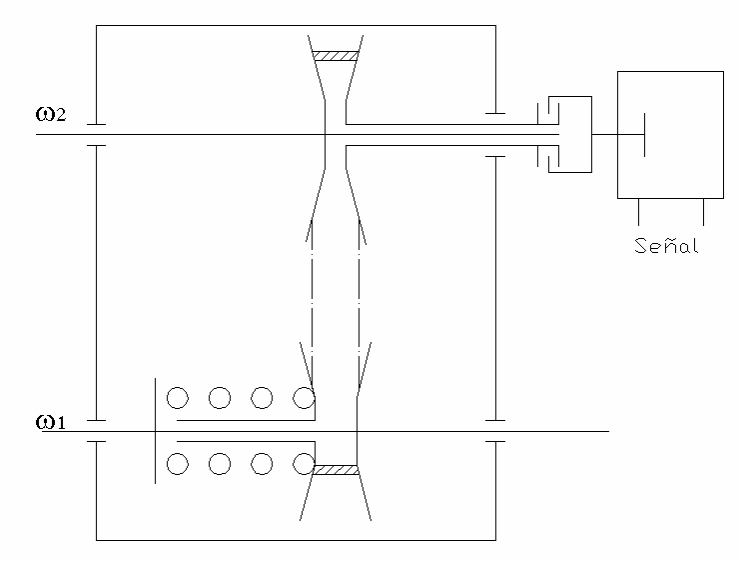

Figura 2-1. Esquema de un variador de correas trapezoidales.

b) Variadores de velocidad por transformación: se trata de sistemas que transforman la energía mecánica de rotación de un motor en otro tipo de energía más fácilmente manipulable que posteriormente vuelven a transformar en energía mecánica de rotación. Una muestra representativa de este tipo de variador sería el esquema de circuito hidráulico representado en la Figura 2-2, en que el eje 1 hace girar una bomba de cilindrada variable que a su vez provoca el giro del motor de cilindrada variable que arrastra el eje 2. La relación de transmisión en este caso se corresponde con la relación entre cilindradas de motor y bomba. Nótese que sólo sería necesario que uno de los componentes fuese de cilindrada variable. Si además se tiene que la cilindrada de la bomba llega a cero, la relación de transmisión también llegaría a cero, lo que permitiría en este punto (mediante el uso de válvulas) invertir el sentido de giro del circuito hidráulico, de manera que se invertiría a su vez el sentido de giro del eje de salida.

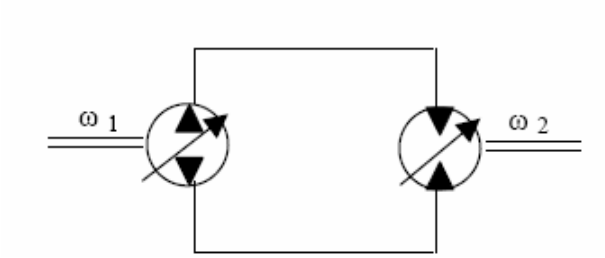

Figura 2-2. Esquema de un variador de velocidad a partir de componentes hidráulicos.

c) Mecanismos combinación de variadores y trenes epicicloidales: son sistemas en que se utilizan trenes epicicloidales para combinar algebraicamente uno de los sistemas para obtener una relación de transmisión variable (del grupo "a" o "b") con una relación fija.

d) Mecanismos multietapa: se trata de sistemas del tipo "c" en los que se combina la relación de transmisión variable obtenida con una serie de relaciones fijas. Se entenderá por "etapa" o "marcha" a la combinación de cada una de las relaciones fijas con la relación variable. El mecanismo a desarrollar en este proyecto queda englobado dentro de este grupo.

2.2. Origen del proyecto

El proyecto surge de la necesidad existente en el mercado de poder utilizar transmisiones ***mecánicas*** continuamente variables. Este sería el caso de la maquinaria utilizada en obra civil. Actualmente vehículos como las carretillas elevadoras y los dumpers utilizan transmisiones ***hidrostáticas*** continuamente variables, que presentan unos rendimientos muy pobres (alrededor del 65%) comparados con los que se conseguirían si se utilizase una transmisión mecánica tradicional (alrededor del 98%), o el que se podría conseguir con la transmisión electromecánica que se diseña en este proyecto (alrededor del 92%).

En la tesis doctoral (Ref.[1]) se establece una metodología para el diseño conceptual de los mecanismos multietapa anteriormente mencionados.

Este proyecto se trata del desarrollo de uno de estos mecanismos a partir de la metodología establecida en la tesis, concretamente de un mecanismo de tipo racional infinito multietapa. El mecanismo se desarrollará de manera que pueda ser utilizado en determinados modelos de carretillas elevadoras y dumpers fabricados por la empresa AUSA, por lo que deberá adaptarse a los requerimientos de dichos vehículos.

3. Introducción

3.1. Objetivos del proyecto

En el presente proyecto se propone a la empresa AUSA una gama de transmisiones continuamente variables, basadas en la solicitud de patente PCT2005000075, pensadas para cubrir las necesidades de parte de la maquinaria que fabrican, en concreto de una serie de dumpers y carretillas. La gama de transmisiones propuesta sustituirá a las transmisiones hidrostáticas utilizadas actualmente por AUSA.

Se centrará el proyecto en el diseño conceptual y de detalle de uno de los modelos de la gama propuesta, siendo éste el principal objetivo del proyecto.

Para el diseño conceptual será necesario determinar cuales son los requerimientos a cumplir por estas carretillas, de manera que se tenga una primera idea de cual es el rango de velocidades a cubrir, cuanta potencia transmitirá el mecanismo, etc… A partir de estos datos se establecerá cuál es el número de etapas de que constará el mecanismo, y se decidirán cual será la relación de transmisión correspondiente a cada etapa.

Conociendo la relación de transmisión de cada etapa se podrán determinar las solicitaciones aplicadas sobre los diferentes componentes, por lo que se podrá proceder a su dimensionado.

Por último los distintos componentes se dibujarán utilizando un programa de CAD, para comprobar que no existe interferencia entre los diferentes elementos, así como para comprobar las medidas totales del mecanismo.

3.2. Alcance del proyecto

El alcance de este proyecto comprende el proceso de diseño de una transmisión electromecánica continuamente variable, abarcando el diseño conceptual de la transmisión, incluyendo un estudio de alternativas y el diseño de detalle de los componentes mecánicos de la solución escogida.

Aparte de este proyecto se está desarrollando paralelamente otro en el que se recoge el diseño detallado de toda la parte eléctrico-electrónica necesaria para el funcionamiento de la transmisión.

4. Antecedentes.

A continuación se presenta un estudio de diversas patentes y productos comerciales que desarrollan la idea de combinar un variador con trenes epicicloidales, introduciendo además diversos modos de funcionamiento.

4.1. Patentes

Se han encontrado diversas patentes en las que se desarrolla un mecanismo que consigue una relación continuamente variable mediante la combinación de trenes epicicloidales y variadores de velocidad. Un ejemplo es la patente US 6748817 registrada por James, Keith y Vernon Gleasman. En el mecanismo que proponen se combina un variador formado por bomba y motor hidrostáticos con un tren epicicloidal (Figura 4-1).

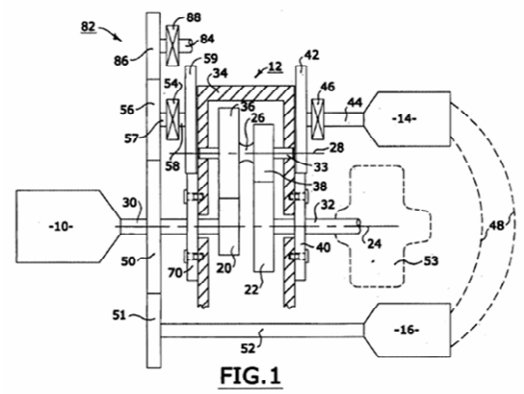

Figura 4-1. Esquema del mecanismo correspondiente a la patente US 6748817.

El eje de entrada (30) gira a velocidad constante y es solidario con el engranaje (20). El eje de salida es el (32), que gira solidario con el engranaje (22). (36) y (38) giran solidariamente entre si alrededor del eje (33), que queda soportado por la pieza (34). Esta pieza puede girar alrededor de (24), lo que implica que (36), (38) y (33) también pueden girar alrededor de (24).

En una de las posibilidades de funcionamiento el motor hidrostático de cilindrada continuamente variable (14) controla el giro de (42) si el embrague (46) esta conectado. Mediante el giro de (42) se hace girar (40) y a través de éste a (34), consiguiendo así un giro continuamente variable en la salida. Por otro lado, con el giro del engranaje (50) se hace girar (51), que hace girar el eje de la bomba hidrostática (16) que controla a su vez al motor (14).

La otra posibilidad de funcionamiento consiste en desconectar (46) y conectar (54). En este caso el variador hidrostático deja de actuar y el movimiento se transmite desde el eje de entrada (30) hasta (56), que a su vez lo transmite a (59) gracias a que el embrague (54) se encuentra conectado. El movimiento de (59) se transmite a (70), que hace girar (34).

Este mecanismo presenta como inconveniente que el variador de velocidad sólo esta presente en uno de los modos de funcionamiento.

Otro ejemplo es la patente US 5167591, registrada por Cowan B. En este mecanismo se añade una caja de cambios externa, de la que se engrana inicialmente la marcha más reducida. En el momento que el variador alcanza su relación de transmisión máxima se desembraga el mecanismo y se conecta la marcha inmediatamente superior. Durante este tiempo el variador vuelve a la relación de transmisión mínima y una vez la ha alcanzado se vuelve a embragar el mecanismo. En la Figura 4-2 se presenta el esquema con que se ilustra esta patente.

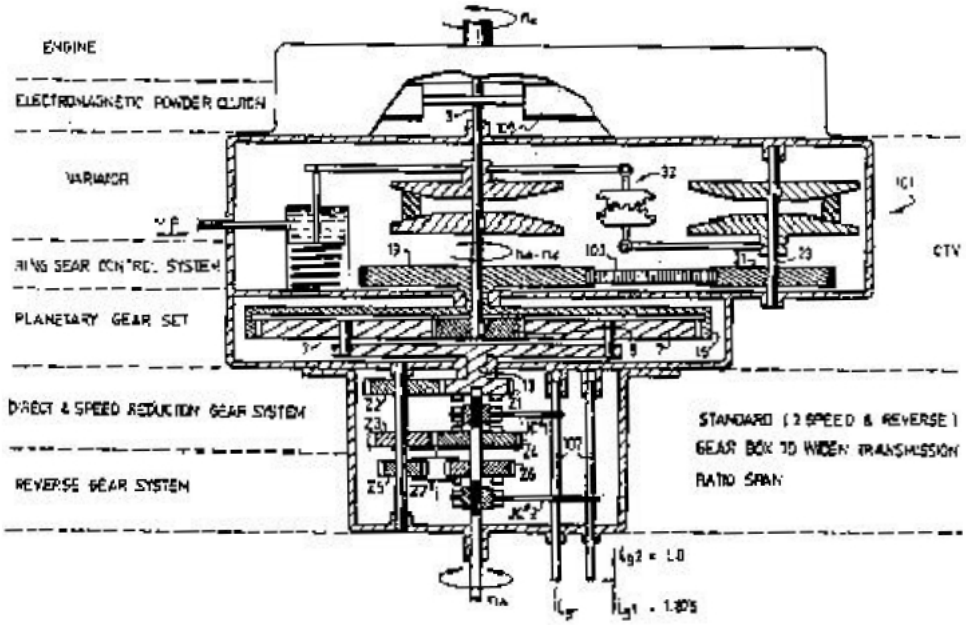

Figura 4-2. Esquema del mecanismo correspondiente a la patente US5167591.

Este mecanismo presenta diversos inconvenientes. Uno de ellos es que al tener el cambio de marchas externo no se produce transmisión de potencia en el momento de cambiar de marcha. Se tiene también que el mecanismo sólo tiene un tren epicicloidal, por lo que se trata de un mecanismo de característica lineal sin inversión. Si tuviese una variabilidad de 3, y se impone que pase una fracción de potencia por el variador del 10%, para este mecanismo serian necesarias 11 marchas, mientras que para un mecanismo de

característica racional serían necesarias 3 marchas (las definiciones de característica lineal, racional y variabilidad se presentan en el apartado 7).

4.2. Productos comerciales

Existen en el mercado diferentes mecanismos combinación de variadores y diferenciales. A continuación se presentan unos ejemplos.

Uno de los mecanismos encontrados en el mercado es el comercializado por Torvec, Inc (Figura 4-3), en el que se combina un nuevo concepto de bomba hidrostática con una transmisión de engranajes para conseguir una transmisión infinitamente variable.

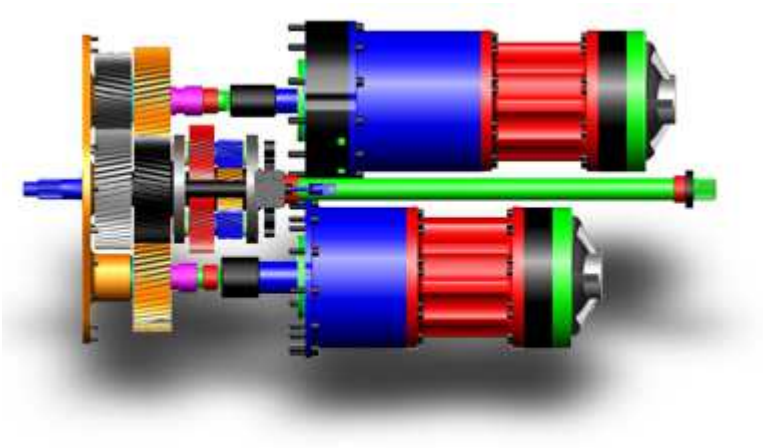

Figura 4-3. Mecanismo comercializado por Torvec, Inc.

En este caso se tiene también un único tren epicicloidal, aunque esta vez se trata de un mecanismo lineal con inversión, que tiene una única marcha. En tal caso, para una variabilidad del sistema de 3 y una sola etapa, se obtiene que pasa por el variador una fracción de potencia del 50%.

La empresa Nexxtdrive propone otro mecanismo en el que se combina un tren epicicloidal con dos máquinas eléctricas que hacen de variador (Figura 4-4), actuando una como motor y otra como generador alternativamente. Esta diseñado de manera que como máximo pase un 25% de la potencia por el variador, lo que implica que la variabilidad del sistema es solamente de 1,67.

Figura 4-4. Mecanismo comercializado por Nexxtdrive.

En el anexo A se amplía el estudio de antecedentes aquí presentado.

4.3. Conclusiones del estudio de antecedentes.

Del estudio detallado de estos mecanismos se extraen las siguientes conclusiones:

Se trata de sistemas de característica lineal, lo que provoca que el porcentaje de potencia que se transmite por el variador (considerando una sola etapa) es muy elevado, con valores de entre el 50 y el 67%.

El sistema que presenta menor fracción de potencia por el variador (un 25%), lo consigue a costa de disminuir la variabilidad del sistema a valores de 1,67.

El sistema presentado en la Figura 4-2 presenta para un caso de variabilidad 3 y una fracción de potencia máxima del 10% se necesitan 11 etapas, frente a las 3 que necesitaría un sistema de característica racional. Presenta además el inconveniente de que no se transmite par durante el cambio de marcha.

En vista de estos datos, se tiene que lo ideal es conseguir un mecanismo racional, que permitirá minimizar la potencia por el variador y el número de etapas necesarios, y que el sistema utilizado para seleccionar cada etapa permita la transmisión de par.

5. Estudio de mercado

5.1. Análisis de la demanda potencial.

El objetivo del análisis de la demanda potencial es cuantificar el número de unidades de la transmisión que se pueden vender a nivel mundial.

En primer lugar se ha elaborado una lista de los posibles clientes de la transmisión, que son las empresas fabricantes de maquinaria de construcción, especialmente de carretillas elevadoras y dumpers. La elaboración de esta lista se ha efectuado mediante búsqueda en internet de empresas relacionadas con la construcción. El criterio seguido para seleccionar o descartar las empresas encontradas es el siguiente:

-Se seleccionaban empresas fabricantes de maquinaria de construcción, descartando a las que eran únicamente distribuidoras de maquinaria.

-Entre el grupo de empresas fabricantes, se han seleccionado las que fabricaban dumpers y/o carretillas elevadoras.

-Entre las que fabrican dumpers y carretillas, se descartan las que fabrican estas máquinas para ser movidas eléctricamente, pues la transmisión se instalará únicamente en las que dispongan de motor térmico.

-De este último grupo se han descartado aquellas en que la maquinaria fabricada estaba preparada para trabajar con cargas muy superiores a los 4000kg., pues esta es la carga máxima de los dumpers y carretillas para los que se pretende fabricar la transmisión.

La lista de clientes obtenida siguiendo este procedimiento se encuentra detallada en el Anexo B.

Al no disponer de datos directos relativos a las unidades vendidas de dumpers y carretillas elevadoras de cada una de éstas empresas se ha utilizado un método indirecto para estimar este dato.

Para ello se determina para cada una de las empresas analizadas el volumen de ventas anuales (en €). Algunas de estas empresas facilitan este dato en su propia página web, para el resto ha sido necesario recurrir a diversas bases de datos encontradas en Internet, que recogen cuentas oficiales publicadas en los registros, como el registro mercantil y sus equivalentes en el resto de países. Los datos referentes a las empresas españolas se han obtenido a partir de la base de datos SABI.

Cuando ya se ha identificado el volumen de ventas de cada empresa el siguiente paso consiste en determinar el volumen de mercado potencial. Esto se consigue determinando que porcentaje de este volumen de ventas se corresponde con la venta de dumpers y carretillas. Este dato se ha determinado para cada empresa a partir del total de productos fabricados detallado en su web, estimando para cada caso que porcentaje representan los dumpers y carretillas respecto a este total de productos que fabrica cada empresa.

Analizando dichos datos se puede observar como, del total del volumen de mercado potencial, las empresas españolas representan un 3,11% del mercado mundial. Concretamente AUSA, principal fabricante español, y empresa colaboradora con este proyecto con la aportación de datos relativos a su maquinaria, representa un 72,11% respecto al mercado español y 2,24% respecto al mercado mundial.

A partir del volumen de mercado potencial determinado para cada caso se estimará cual es el número de unidades vendidas de dumpers y carretillas de cada empresa. Para ello se divide el mercado en diferente modelos de dumpers y carretillas, asignado a cada uno de ellos un porcentaje sobre el volumen de ventas total.

Posteriormente se asigna a cada uno de éstos modelos un precio base de venta. Dividiendo el volumen de ventas de cada modelo entre su precio base se obtienen las unidades vendidas de cada modelo por cada empresa. Los cálculos detallados se encuentran en el siguiente apartado.

5.1.1. Previsiones de venta.

Para poder hacer las previsiones de venta, se ha dividido el mercado de dumpers en 5 modelos básicos, clasificados según su capacidad de carga. Análogamente se ha dividido el mercado de carretillas elevadoras en 3 partes. Además se incluye para cada uno de los modelos una previsión del porcentaje de ventas que representa cada uno de ellos respecto a las ventas totales que pueda tener una empresa debidas a los dumpers y carretillas. Los diferentes modelos con su correspondiente porcentaje de ventas se encuentran detallados en la Tabla 5-1.

	Dumpers					Carretillas elevadoras		
Clasificación	Hasta 1000 kg	Hasta 1500 kg	Hasta 2000 kg	Hasta 3000 kg	Hasta 4000 kg	Hasta 1500 kg	Hasta 2000 kg	Hasta 2500 kg
Nombre utilizado	DA	DB	DC	DD	DE	CA	CB	CC
% sobre las ventas	8,07	8,19	19,06	8,65	20,88	12,07	10,38	12,69

Tabla 5-1. Clasificación de los diferentes modelos considerados, nomenclatura utilizada y porcentaje sobre las ventas que representan.

Conociendo el porcentaje que representa cada modelo de dumper y carretilla respecto al total de las ventas de estas maquinas en cada empresa se obtienen las ventas correspondientes a cada una de ellas (en unidades vendidas) para cada una de las empresas recogidas en el estudio.

El siguiente paso consiste en dar el precio aproximado de cada uno de los modelos en que se han dividido los dumpers y carretillas. Se ha seleccionado como precio el que aplica AUSA a sus diferentes productos, de manera que para cada modelo considerado se le aplicará el precio de la máquina de dicha empresa que queda incluida dentro de esta clasificación (Tabla 5-2).

	Dumpers					**Carretillas**		
	DA	DB	DC	DD	DE	CA	CB	CC
precio considerado (€)	20.710	22.410	27.230	31.710	38.785	27.230	35.090	41.770

Tabla 5-2. Precio base considerado para cada uno de los modelos.

Así por ejemplo, se tiene que en los dumpers hasta 2000 kg se encuentra el modelo de AUSA D 200RH, cuyo precio es de 27.230€. Por tanto el precio base a considerar para los dumpers de hasta 2000 kg será de 27.230€.

Dividiendo las ventas por modelo (expresadas en €) entre el precio por modelo determinado en cada caso se obtiene la estimación de las unidades vendidas por cada una de las empresas para los diferentes modelos considerados.

El desarrollo de todos estos cálculos se puede encontrar en el Anexo B. Como se puede observar en los datos de dicho anexo, se tiene que a nivel mundial se fabrican 116.041 unidades en total (suma de todos los modelos de dumper y carretilla), de las cuales 3.612 se fabrican en España, 2.605 de ellas por la empresa AUSA.

Estos resultados, como se ha comentado al principio, han sido obtenidos por un método indirecto, por lo que es conveniente hacer una validación a partir del PIB de diferentes países.

Partiendo del valor del PIB en España, en la Unión Europea, Estados Unidos y Japón, y asumiendo que el número de carretillas y dumpers fabricados en dichos países es proporcional a éste, se puede hacer una estimación del número de carretillas y dumpers fabricados en el conjunto de los países mencionados, que es prácticamente equivalente a considerar la fabricación mundial.

Se tiene que en España, cuyo PIB representa un 8% del PIB de Europa, se venden unas 3.612 unidades, por tanto, asumiendo que las unidades producidas son proporcionales al PIB, en Europa se venden unas 45.000 unidades.

Con un razonamiento similar se calcula el número de unidades en Estados Unidos y en Japón. Los resultados se encuentran resumidos en la Tabla 5-3.

	España	Unión Europea	EUA	Japón
PIB (en millones de $)	1.120.312	13.926.873	12.438.873	4.799.061
unidades producidas	3.612	44902	40.104	15.473

Total unidades Europa+EUA+Japón	104.090

Tabla 5-3. Listado de países y cálculo de las unidades vendidas en cada uno.

Como se puede observar, la suma de las unidades de la Unión Europea, Estados Unidos y Japón da un total de 104.090 unidades, que es un valor algo inferior a las 116.041 encontradas en el apartado anterior (lo cual era de esperar porque solo se ha tenido en cuenta la producción a nivel de Europa, Estados unidos y Japón), por lo que se puede dar por válidos los resultados encontrados anteriormente

5.2. Estudio de la oferta actual

Como ya se ha comentado, en el sector de la maquinaria para construcción existe la necesidad de disponer de una transmisión continuamente variable. Hay diferentes alternativas en el mercado para conseguirlas, pero debido a diversas cuestiones técnicas, en el segmento de mercado que nos ocupa se utilizan únicamente las transmisiones hidrostáticas, por lo que los fabricantes de este tipo de mecanismos son los únicos que representan una competencia real para nuestro producto.

Las empresas fabricantes de transmisiones hidrostáticas son grandes multinacionales que ofrecen diversos tipos de productos a parte del comentado. Entre las principales empresas destacan las siguientes:

Bosch-Rexroth
Sauer-Danfoss
Parker-Hannifin
Bonfiglioli

Las dos últimas empresas de la lista, a pesar de fabricar transmisiones hidrostáticas, no fabrican dentro del rango de potencias que se esta estudiando.

A partir de una oferta negociada con un fabricante de transmisiones hidrostáticas se conoce el precio medio a que obtienen las diferentes transmisiones hidrostáticas las empresas fabricantes de dumpers y carretillas.

Se dispone asimismo de los precios de catálogo de Bosch-Rexroth y Sauer-Danfoss para transmisiones de similares características, de manera que se puede establecer una hipótesis sobre el precio a que ofrecen sus productos las empresas de la competencia.

En el Anexo B se detalla el precio que tendría cada una de estas transmisiones hidrostáticas para los diferentes modelos de dumper y carretilla considerados en este estudio.

Dado que las prestaciones que proporcionará la transmisión electromecánica serán superiores a las que proporciona la hidrostática, el precio de venda de la nueva transmisión puede ser igual e incluso algo superior al precio de las transmisiones hidrostáticas actuales.

6. Especificaciones

En la Tabla 6-1 se muestra una lista con las especificaciones a tener en cuenta para el diseño de la transmisión.

Empresa cliente: **AUSA**	Producto: **Transmisión electromecánica continuamente variable**			Fecha inicial: 21/9/05 Última revisión:19/12/05
Ingeniería: **Fundació CIM**				
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	21/09/2005	C	R	Variación de velocidad del eje de salida continuamente variable
		C	R	Función "inching" *
		C	R	Freno de retención*
		C	R	Freno de estacionamiento*
		C+I	D	Cubrir toda la gama propuesta con el mínimo número de modelos
		C	R	Función marcha atrás
		I	D	Cambio de la relación de transmisión de la caja transfer *
	15/10/2005	C	D	Incluir las funciones de seguridad en la centralita eléctronica. *
Dimensiones	21/09/2005	C	R	Que se pueda instalar la nueva transmisión sin necesidad de cambiar la estructura de la máquina.
		C	D	Dimensiones exteriores máximas de 240x350x240 mm (iguales a las de la transmisión hidrostática) (Figura 6-1)
		C	D	Distancia entre ejes de 140 mm (Figura 6-1)
		C	R	Permitir acoplar la bomba de implementos al eje del motor térmico.
Movimientos	21/09/2005	C	R	Velocidad máxima en la rueda igual a la actual
		C+I	D	Velocidad máxima en la rueda superior a la actual
Fuerzas	21/09/2005	C	R	Pendiente máxima superable igual a la actual
		C+I	D	Pendiente máxima superable superior a la actual
		C	R	Par máximo en el eje de salida igual al actual
		C+I	D	Par máximo en el eje de salida superior al actual
		C	R	Que se puedan montar los motores térmicos utilizados actualmente
Acoplamiento	21/09/2005	C	R	Acoplamientos entre los diferentes elementos según la Tabla 6-2
Vida útil	21/09/2005	C	R	Duración: 8000h
Precio	21/09/2005	C	R	Precio de venta equivalente al de las transmisiones hidrostáticas
		C	D	Precio de venta inferior al de las transmisiones hidrostáticas

Propone: C=cliente I=ingeniería * explicadas con mayor detalle a continuación
R/D R=requerimiento D=deseo

Tabla 6-1. Lista de las especificaciones del proyecto.

A continuación se definen con mayor detalle algunas de las especificaciones mencionadas:

-Función “inching”: Se dispondrá de un pedal de forma que el control de la transmisión reducirá la relación de transmisión proporcionalmente a la posición de este pedal, permitiendo la aceleración simultánea del motor térmico. Cuando el pedal de “inching” este presionado a fondo la relación de transmisión será de cero (la máquina permanecerá parada) independientemente de la velocidad del motor térmico. Cuando no se toque el pedal de “inching” la máquina tendrá la relación de transmisión óptima que determinará el sistema de control en función de la velocidad del motor térmico y la disposición del pedal de la aceleración. En el caso de que el pedal esté parcialmente pulsado la relación de transmisión se variará proporcionalmente al recorrido del pedal, de manera que se consiga una velocidad de salida reducida a pesar de que el motor térmico se vaya acelerando. Esta función se hace necesaria porque la bomba de implementos está conectada directamente al eje de entrada, y a veces es necesario aumentar el cabal de la bomba de implementos (acelerando el eje de entrada) sin tener que el mecanismo completo deba acelerarse.

-Freno de retención: Al dejar de actuar sobre el pedal del acelerador el sistema de control impondrá una relación de transmisión de manera que se transmita a las ruedas la máxima retención compatible con el funcionamiento adecuado del motor térmico.

-Freno de estacionamiento: Al parar el motor, la transmisión permanecerá bloqueada. Este bloqueo también se podrá obtener con el motor en marcha por medio de un interruptor en la cabina. Habrá un acceso para desbloquear manualmente la transmisión en el caso de necesitar arrastrar la máquina.

-Cambio de la relación de transmisión de la caja transfer: con el fin de poder optimizar el diseño de la transmisión, se permite la posibilidad de hacer una modificación en la caja transfer utilizada por AUSA, alterando la relación de transmisión que utilicen en cada caso por la más adecuada para la nueva transmisión.

-Incluir las funciones de seguridad en la centralita electrónica: estas funciones son el sistema anti-vuelco y el bloqueo en ausencia del conductor.

Las restricciones a nivel dimensional quedan detalladas en reflejadas en la Figura 6-1.

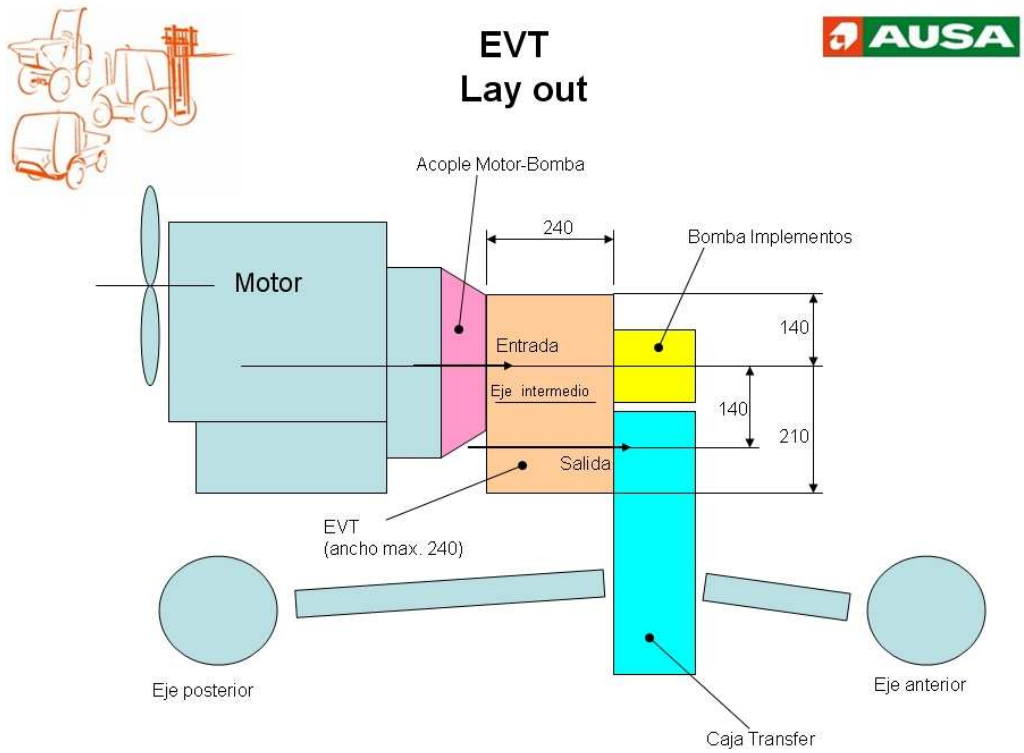

Figura 6-1. Distribución de los diferentes elementos que interactúan con la transmisión y volumen aproximado a ocupar.

Los acoplamientos a utilizar se detallan en la Tabla 6-2.

	A bomba de implementos	A motor térmico
D100AHG	SAE A, 9T 16/32DP	SAE B, 15T 16/32 DP
D150AHG	SAE A, 9T 16/32DP	SAE B, 15T 16/32 DP
D201RH	SAE A, 9T 16/32DP	SAE B, 15T 16/32 DP
C150H	SAE A, 9T 16/32DP	SAE B, 15T 16/32 DP
D400AHG	SAE A, 9T 16/32DP	SAE J744(2holes), W 30x2x30x14x9g DIN 5480
300RH	SAE A, 9T 16/32DP	SAE B, 15T 16/32 DP
CH200	SAE A, 9T 16/32DP	SAE B, 15T 16/32 DP
CH250	SAE A, 9T 16/32DP	SAE J744(2holes), W 30x2x30x14x9g DIN 5480

Tabla 6-2. Lista de los acoplamientos a utilizar para cada máquina.

7. Diseño conceptual.

En los siguientes apartados se aplica la metodología propuesta en (Ref.[1]) a partir de las especificaciones detalladas en el apartado anterior para llegar al diseño conceptual de la transmisión.

El objetivo del diseño conceptual consiste en obtener un esquema con los componentes esenciales del mecanismo, capaz de cubrir las necesidades de AUSA con el mayor rendimiento posible. Para ello, el criterio a seguir es el de minimizar la fracción potencia total que pasa por el variador, pues éste es el elemento de la transmisión que tiene el rendimiento más bajo, de manera que cuanta menos potencia pase por éste mayor será el rendimiento global del mecanismo. A la máxima fracción de potencia por el variador se la designa como $\gamma_{max.}$

Es necesario determinar la función característica del mecanismo. Se entiende como función característica la ecuación que relaciona la relación de transmisión del mecanismo total con la relación de transmisión del variador.

Hay dos tipos de funciones características: las que dan una relación lineal entre éstos parámetros y las que dan una relación racional. Según el tipo de función característica que tengan se clasifican los mecanismos entre mecanismos de característica lineal y mecanismos de característica racional.

El primero de los pasos a seguir consiste en determinar la variabilidad (relación entre la mínima y máxima reducción) de las máquinas propuestas por AUSA.

A continuación se decide el tipo de mecanismo a desarrollar de entre los dos arriba mencionados, determinando además si se utilizará un mecanismo de una sola etapa o uno multietapa. Posteriormente se selecciona el tipo de mecanismo final de entre los posibles de acuerdo con los criterios seleccionados.

El siguiente paso es determinar una propuesta de gama elaborada a partir de la determinación de la τ_{max} y la τ_{eq} para cada uno de los modelos de la gama, la selección de la fracción de potencia que pasa por el variador y la determinación del número de etapas. La definición de τ_{max} y τ_{eq} se presenta en el siguiente apartado.

Posteriormente se determina el grafo del mecanismo.

Por último se determinan las relaciones de transmisión y se hace una propuesta de esquema del mecanismo.

7.1. Determinación de la variabilidad de las transmisiones a sustituir.

En la Tabla 7-1 se encuentran resumidas las características más importantes de las maquinas de AUSA referentes a el par y velocidad proporcionadas por el motor térmico a la entrada del mecanismo, par y velocidad en la salida, velocidad en la rueda y potencia transmitida. Las características completas se presentan en el Anexo C.

Modelo	Wmáx. rueda	Red. eje	Red. trans	Red. tot	Wmáx. eje salida	Par máx. eje salida	Par máx. mot	W pot máx. motor	Pot. Motor
	rpm				rpm	Nm	Nm	rpm	kW
D100AHG	117,03	10,384	2,138	22,20	2598,07	142	68	2700	17
D150AHG	122,43	10,384	2,424	25,17	3081,57	229	68	2700	17
D201RH	136,03	14,04	2,138	30,02	4083,26	229	93	2600	23
C150	184,53	14,04	1,69	23,73	4378,37	229	93	2600	23
CH200	142,10	15,6	1,857	28,97	4116,58	320	142	2700	26
300 RH	142,10	5,5	3,615	19,88	2825,34	407	142	2700	26
D400 HG	122,38	14,78	2,13	31,48	3852,67	509	156	2600	36
CH250	157,89	15,6	1,857	28,97	4573,98	509	165	1800	42

Tabla 7-1. Características más importantes de las máquinas de AUSA.

Partiendo de estos datos se pueden empezar a definir las características necesarias para poder hacer una propuesta de gama que sustituya a los mecanismos actuales.

El proceso a seguir consistirá en definir las relaciones de transmisión máximas y equivalentes de cada mecanismo, a partir de las cuales se podrá determinar la variabilidad del sistema.

La relación de transmisión máxima (τ_{max}) es la que da una menor reducción entre la velocidad de entrada y la de salida. Se calcula mediante la ecuación (Ec. 7-1) a partir de la velocidad máxima en el eje de salida y la máxima velocidad que puede dar el motor térmico. Está velocidad será la velocidad nominal del motor (2.700 rpm) más un incremento de 200 rpm.

$$\tau_{\max} = \frac{\omega_{\max\, sal}}{\omega_{\max\, mot}} \qquad \text{(Ec. 7-1)}$$

La relación de transmisión equivalente se define como la máxima reducción que se puede llegar a hacer sin necesidad de limitar el par de salida. Se calcula utilizando la ecuación (Ec. 7-2) a partir del par máximo en el eje de salida y el par máximo del motor térmico.

$$\tau_{eq} = \frac{\Gamma_{\max motor}}{\Gamma_{\max sal}} \qquad \text{(Ec. 7-2)}$$

A partir de estos datos la variabilidad del mecanismo ($\boldsymbol{\beta}$) se calcula según la ecuación (Ec. 7-3).

$$\beta = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{eq}} \qquad \text{(Ec. 7-3)}$$

Los resultados de aplicar estas ecuaciones se muestran en la Tabla 7-2.

Modelo	τ eq	τ max	β
D100AHG	0,4789	0,8959	1,8708
D150AHG	0,2969	1,0626	3,5785
D201RH	0,4061	1,4583	3,5909
C150	0,4061	1,5637	3,8504
CH200	0,4438	1,4195	3,1989
300 RH	0,3489	0,9743	2,7924
D400 HG	0,3065	1,3760	4,4895
CH250	0,3242	2,2870	7,0550

Tabla 7-2. Reducción máxima, mínima y variabilidad de las máquinas de AUSA.

Se denomina zona de marcha larga a las relaciones de transmisión comprendidas entre τ_{eq} y $\tau_{máx}$. A las relaciones de transmisión entre cero y τ_{eq}, que se dan a partir del momento de arranque se las denomina como zona de marcha corta.

7.2. Determinación del tipo de mecanismo a desarrollar.

Para desarrollar la transmisión en primer lugar es necesario escoger el tipo de sistema a utilizar. Inicialmente se presentan dos posibilidades diferentes: mecanismos de característica lineal y de característica racional. Se escoge un tipo de mecanismo de característica racional porque la potencia por el variador es inferior al de característica lineal (para una variabilidad de 3, la fracción de potencia por el variador en el mecanismo de característica lineal es del 67%, mientras que para uno de característica racional es del 25%).

El siguiente punto a decidir es si se va a utilizar un sistema de una sola etapa o un multietapa. A partir de la Figura 7-1, sabiendo que la β del sistema para los mecanismos propuestos por AUSA varía entre 1,9 y 7,0, se tiene que la fracción de potencia por el

variador estará comprendida entre un 17 y un 45%. Teniendo en cuenta que la potencia del motor térmico de éstos mecanismos se encuentra entre 17 y 42 kW se obtiene que la potencia por el variador comprende valores entre 2,9 y 18,9 kW. Imponiendo como restricción que la potencia por el variador no sobrepase los 3,5 kW se llega a la conclusión de que el mecanismo con una sola etapa es inviable, por lo que se utilizará un mecanismo multietapa.

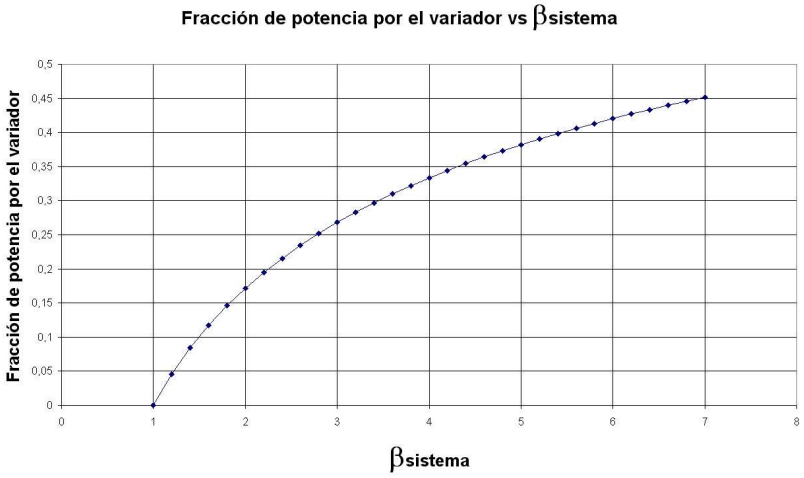

Figura 7-1. Fracción de potencia por el variador respecto a la variabilidad del sistema para un mecanismo de una sola etapa.

Por último se determina cuál de los mecanismos multietapa analizados en [Ref.1] es más adecuado para nuestro caso. Encontramos tres posibilidades:

-Con dos ejes: este sistema consiste en un núcleo que proporciona la relación de transmisión variable y ejes externos a este que se conectan alternativamente al eje de entrada y al de salida del núcleo. Debido al funcionamiento del mecanismo se tendría que la variabilidad de un sistema con *m* etapas es:

$$\beta_{total} = \beta_{etapa}^{m} \qquad \text{(Ec. 7-4)}$$

Que coincide con la variabilidad de un sistema multietapa en la zona de marcha larga, por tanto este mecanismo sólo sería utilizable en dicha zona y no sería capaz de cubrir todo el espectro de relaciones de transmisión del mecanismo.

-Pseudo sincrónico: este tipo de mecanismo permite ser utilizado tanto en la zona de marcha corta como en la de marcha larga, pero presenta el inconveniente de que hay que repetir el número de componentes para cada etapa, por lo que para el caso particular

de un mecanismo de característica racional necesitaría un tren epicicloidal para cada etapa. Esto provocaría que el coste de fabricación de la transmisión fuera excesivo.

-Transición en el punto singular: este sistema es más sencillo que el anterior en relación al número de componentes necesario para su funcionamiento. Además también permite la posibilidad de trabajar en la zona de marcha corta y en la zona de marcha larga. Los mecanismos de transición en el punto singular son del tipo “racional infinito con cero inversiones”.

En vista de las tres posibilidades presentadas se opta por desarrollar un mecanismo de transición en el punto singular, por permitir desarrollar el sistema tanto para la zona de marcha corta como para la de marcha larga y necesitar un menor número de componentes que otras opciones. Este mecanismo será una transmisión electromecánica continuamente variable (también llamada EVT: electronic variable transmission)

7.3. Propuesta de gama.

En los siguientes apartados se definen las características básicas de la gama de transmisiones que se propone a AUSA para sustituir a las transmisiones utilizadas actualmente.

7.3.1. Selección de τ_{max} y τ_{eq}.

Tomando como τ_{eq} y $\tau_{máx}$ las encontradas anteriormente para cada máquina de AUSA se podría definir sin problemas la propuesta de gama. Sin embargo, haciendo unos pequeños ajustes a estos valores y cambiando el valor de reducción de la caja transfer se pueden llegar a obtener unos valores de τ_{max} y τ_{eq} tales que con 6 modelos diferentes de transmisión electromecánica se cubran los 8 modelos propuestos por AUSA.

El procedimiento seguido para la elección de τ_{max} y τ_{eq} se presenta a continuación.

A partir de la Figura 7-2 se deduce que para iguales condiciones de entrada los parámetros en la salida, después de la caja transfer, han de coincidir en ambos casos.

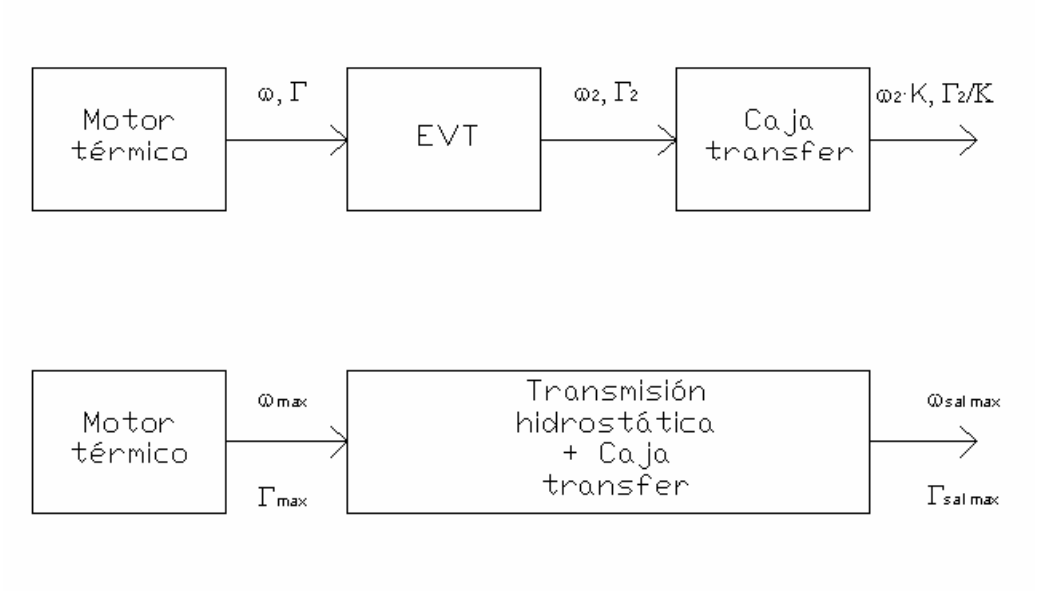

Figura 7-2. Comparación entre el funcionamiento de la EVT y de una transmisión hidrostática.

Esto implica que:

$$\omega_{\max mot} \cdot \tau_{\max EVT} \cdot K = \omega_{sal\max} \rightarrow \tau_{\max EVT} \cdot K = \frac{\omega_{sal\max}}{\omega_{\max mot}} \qquad \text{(Ec. 7-5)}$$

$$\frac{\Gamma_{\max mot}}{\tau_{eqEVT} \cdot K} = \Gamma_{sal\max} \rightarrow \tau_{eqEVT} \cdot K = \frac{\Gamma_{\max mot}}{\Gamma_{sal\max}} \qquad \text{(Ec. 7-6)}$$

$$\frac{\tau_{\max EVT}}{\tau_{eqEVT}} = \frac{\omega_{sal\max} \cdot \Gamma_{sal\max}}{\omega_{\max mot} \cdot \Gamma_{\max mot}} = \beta_{sistema} \qquad \text{(Ec. 7-7)}$$

Como se desea mantener aproximadamente la variabilidad de las diferentes máquinas de AUSA, seleccionando un valor para τ_{max} o para τ_{eq} el otro quedaría automáticamente definido.

Seleccionando arbitrariamente los valores de τ_{eq} se llega a los resultados de la Tabla 7-3.

Modelo	βsistema	τ_{eq}	τ_{max}
D100AHG	1,8708	0,27	0,5051
D150AHG	3,5785	0,27	0,9662
D201RH	3,5909	0,27	0,9695
C150	3,8504	0,27	1,0396
CH200	3,1989	0,28	0,8995
300 RH	2,7924	0,28	0,7852
D400 HG	4,4895	0,20	0,9158
CH250	7,0550	0,20	1,4392

Tabla 7-3. Valores de τ_{max} obtenidos a partir de los valores de τ_{eq} seleccionados.

Sin embargo, haciendo que los modelos de AUSA a los que se le ha asignado una misma τ_{eq} tengan también la misma τ_{max} (tomando como τ_{max} la mayor de cada grupo) se puede conseguir cubrir las necesidades mecánicas de todas las máquinas propuestas desarrollando un menor número de transmisiones electromecánicas.

Siguiendo este criterio se elabora la propuesta de gama detallada en la Tabla 7-4.

Modelo AUSA	Modelo prop.	τ_{eq}	τ_{max}	Par max. salida	Pot motor ele.	Wmax. salida	Par max. a rueda	Par max. rueda actual	wmax rueda
							Nm	Nm	rpm
D100AHG	A0	0,27	0,74	251,8519	1,36	2146	4618	3153	117,03
D150AHG	A1	0,27	1,05	251,8519	1,36	3045	6264	5764	122,43
D201RH	B	0,27	1,05	344,4444	1,84	2940	7444	6874	136,03
C150	B	0,27	1,05	344,4444	1,84	2940	5488	5434	184,53
CH200	C	0,28	0,9	505,0000	2,08	2610	9275	9270	142,10
300 RH	C	0,28	0,9	505,0000	2,08	2610	9275	8092	142,10
D400 HG	D0	0,20	1,07	764,7059	2,88	2996	18721	16024	122,38
CH250	D1	0,20	1,5	808,8235	3,36	3000	15368	14745	157,89

Tabla 7-4. Propuesta de gama pensada para cubrir las necesidades de las máquinas de AUSA.

Como se puede observar en dicha tabla, el par máximo en la rueda es superior en el modelo propuesto que en el obtenido con la transmisión hidrostática, mientras que la velocidad angular en la rueda es la misma para ambos casos.

Se proponen cuatro modelos diferentes (A, B, C y D) de transmisión, algunos de los cuales se dividen en diferentes submodelos (_0, _1).

Dentro de un mismo modelo, los diferentes submodelos tienen las mismas dimensiones exteriores, los mismos ejes y las primeras marchas iguales. Las relaciones de transmisión tanto en la zona de marcha corta como en la zona de marcha larga también coinciden, sin embargo, en A0 y en D0 se monta una marcha menos que en A1 y D1. La razón es que si se montase el mismo número de marchas se cubriría una variabilidad del sistema muy superior a la necesaria, por lo que se opta por disminuir el valor de τ_{max} en ambos casos y montar una marcha menos.

En el caso del modelo D, se tiene además que en D0 y D1 se instalarán variadores de diferente potencia.

Poniendo como ejemplo este último modelo, se puede ver que consta de 2 submodelos diferentes (D0 y D1). Para hacer el dimensionado de los diferentes componentes se partirá de los datos correspondientes al modelo D1, pues es por el que pasa el par mayor. De esta forma, la diferencia entre D0 y D1 se encuentra en el hecho de que D1 tiene una marcha más que D0 (las primeras marchas serían iguales para ambos submodelos) y que se transmite una mayor potencia por el variador eléctrico, por lo que se utilizarán diferentes variadores en cada submodelo.

7.3.2. Selección de la fracción de potencia por el variador.

Como valor para la fracción de potencia por el variador se tomará un 8%. Para seleccionar este valor se han seguido los criterios expuestos a continuación.

-Como se puede apreciar en la Figura 7-3, para fracciones de potencia por el variador muy pequeñas el número de marchas a utilizar es muy grande, por lo que parece recomendable situarse en la zona del 7-9% de potencia, pues a partir de estos valores el número de marchas a utilizar se mantiene prácticamente constante.

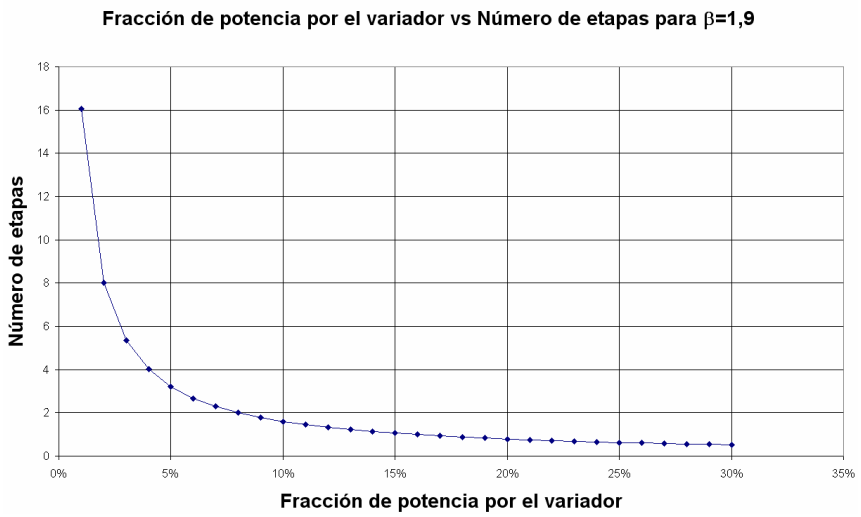

Figura 7-3. Determinación del número de etapas a partir de la fracción de potencia por el variador para β=1,9 en la zona de marcha larga.

-Si se utiliza como variador un par de motores eléctricos con un rendimiento aproximado del 70% quedaría un rendimiento total por el variador de un 50% aproximadamente, lo que significa que se perderá la mitad de la potencia que pase por el variador, por lo que no conviene que pase por este demasiada potencia. Tomando γ_{max}= 8% se tendría que por el variador se perdería un 4% de la potencia. Si a través de los engranajes se pierde otro 4% quedaría un rendimiento global de la transmisión electromecánica de un 92%, un valor muy superior al obtenido por ejemplo con las transmisiones hidrostáticas (64%).

-En el rango de potencias que se esta trabajando, un valor de fracción de potencia por el variador del 8% implica que los valores de potencia por el variador estarán entre el 1,36 y el 3,35 kW, como se refleja en la Tabla 5-1, que son valores de potencia razonables para los motores eléctricos que se necesitarán.

Modelo	Pot. mot	Potencia motor ele.
	kW	kW
D100AHG	17	1,36
D150AHG	17	1,36
D201RH	23	1,84
C150H	23	1,84
CH200	26	2,08
300 RH	26	2,08
D400 HG	36	2,88
CH250	42	3,36

Tabla 7-5. Potencia del motor eléctrico necesaria para los diferentes modelos propuestos por AUSA.

7.3.3. Determinación del número de etapas.

La determinación del número de etapas será diferente según si se trabaja en la zona de marcha corta o en la de marcha larga.

Se entienden como marchas cortas aquellas cuya relación de transmisión se encuentra entre cero y $\tau_{eq,}$ y como marchas largas las que se encuentran entre τ_{eq} y τ_{max}.

- Número de etapas en la zona de marcha larga.

Para el tipo de mecanismo que se esta diseñando (racional infinito con cero inversiones) el número de etapas en la zona de marcha larga se calcula aplicando la ecuación (Ec. 7-8). Si el resultado de la ecuación se redondea al número entero inmediatamente superior se garantiza que la fracción de potencia transmitida por el variador (γ_{max}) será inferior que la utilizada para calcular las etapas. Si por el contrario se redondea al entero inferior la fracción de potencia por el variador será algo superior a la prevista inicialmente.

$$n = \frac{\ln(\beta_{sistema})}{\ln\left[\left(\frac{\gamma_{\max}+1}{1-\gamma_{\max}}\right)^2\right]} \qquad \text{(Ec. 7-8)}$$

Siendo,

$\beta_{sistema} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{eq}} =$ variabilidad del sistema en la zona de marcha larga.

$n =$ número de etapas.

$\gamma_{\max} =$ fracción de la potencia total que pasa por el variador.

Así pues, se tiene que el número de etapas necesario en la zona de marcha larga será el mostrado en la Tabla 7-6.

beta sistema	n etapas	n seleccionadas
tau max/tau eq		
2,74	3,14	3
3,89	4,24	4
3,89	4,24	4
3,89	4,24	4
3,20	3,63	4
3,20	3,63	4
5,25	5,17	5
7,35	6,22	6

Tabla 7-6. Número de etapas a utilizar en la zona de marcha larga.

- Número de etapas en la zona de marcha corta.

El número de etapas en la zona de marcha corta se calcula a partir de la ecuación (Ec. 7-9). Al redondear el resultado para definir el número de etapas se sigue el mismo razonamiento presentado en la zona de marcha larga.

$$n = \frac{\beta'_{sistema}}{4 \cdot \tau_{eq} \cdot \gamma_{\max}} \qquad \text{(Ec. 7-9)}$$

Siendo,

$\beta'_{sistema} = \tau_{eq} - \tau_{\min}$,

Como en este caso el valor de τ_{min} es de cero, por tanto se tiene que la β' es igual a τ_{eq}.
Los resultados son los presentados en la Tabla 7-7.

beta prima	n etapas	n seleccionadas
tau eq - 0		
0,27	3,13	3
0,27	3,13	3
0,27	3,13	3
0,27	3,13	3
0,28	3,13	3
0,28	3,13	3
0,20	3,13	3
0,20	3,13	3

Tabla 7-7. Número de etapas a utilizar en la zona de marcha corta.

7.3.4. Propuesta final.

A partir de los cálculos presentados en los subapartados se define una propuesta de gama de transmisiones electromecánicas que cubran las necesidades de las diferentes máquinas de AUSA, tal como queda reflejado en la Tabla 7-8

Modelo	Nº marchas			Variador
	cortas	largas	totales	Eléctrico
A0	3	3	6	M1
A1	3	4	7	M1
B	3	4	7	M2
C	3	4	7	M3
D0	3	5	8	M4
D1	3	6	9	M5

Tabla 7-8. Lista de los diferentes modelos propuestos para cubrir las necesidades de AUSA.

Se requiere variar la relación de transmisión de la caja transfer para poder garantizar que la velocidad en la rueda se mantenga igual a la obtenida con la transmisión hidrostática. Sin embargo, el par máximo en la rueda es superior en la propuesta presentada, cosa que implica otras mejoras como por ejemplo un incremento de la pendiente máxima superable. En la Tabla 7-9 se plantea una propuesta aproximada de estos cambios y las características que se obtendrían de las máquinas.

Modelo AUSA	Modelo prop.	Pot mot ele.	Red tot	Red eje	Red trans	Par max rueda	Par max rueda actual	wmax rueda	Pendiente max superable	Pend. max. actual
		kW				Nm	Nm	rpm		
D100AHG	A0	1,36	18,338	10,384	1,7660	4618	3153	117,03	55,67%	38%
D150AHG	A1	1,36	24,872	10,384	2,3952	6264	5764	122,43	52,16%	48%
D201RH	B	1,84	21,613	14,040	1,5394	7444	6874	136,03	43,32%	40%
C150	B	1,84	15,933	14,040	1,1348	5488	5434	184,53	25,25%	25%
CH200	C	2,08	18,367	15,600	1,1774	9275	9270	142,10	35,02%	35%
300 RH	C	2,08	18,367	5,500	3,3395	9275	8092	142,10	40,12%	35%
D400 HG	D0	2,88	24,4813	14,780	1,6564	18721	16024	122,38	56,08%	48%
CH250	D1	3,36	19,0004	15,6000	1,2180	15368	14745	157,89	39,60%	38%

Tabla 7-9. Características más relevantes de la propuesta presentada.

7.4. Determinación del grafo del mecanismo.

El grafo de un mecanismo multietapa con transición en el punto singular es el siguiente:

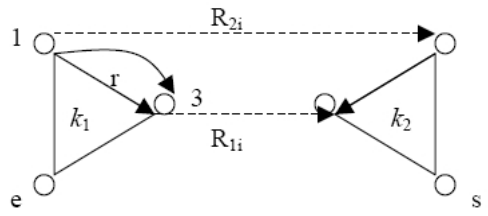

Figura 7-4. Grafo de un mecanismo con transición en el punto singular.

Como se desea que el comportamiento del diferencial sea simétrico se escoge k=0,5.

El diferencial mostrado en el grafo sería equivalente al mostrado en la Figura 7-5

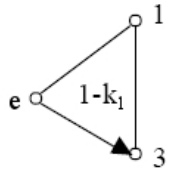

Figura 7-5. Grafo equivalente al del diferencial anterior.

Por lo que el grafo del mecanismo a desarrollar sería el mostrado en la Figura 7-6.

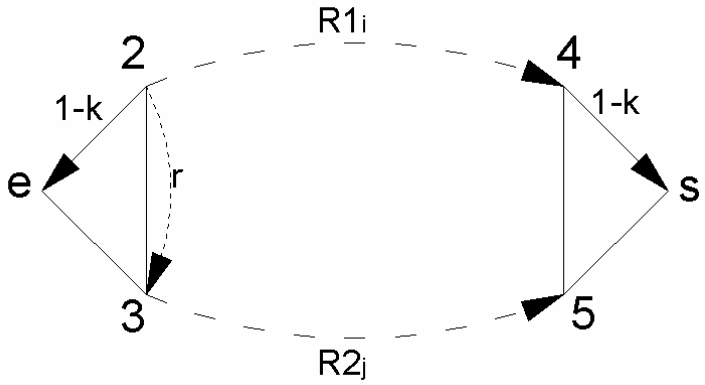

Figura 7-6. Grafo del mecanismo a desarrollar.

En el que *r* representa la relación de transmisión variable, $R1_i$ representa el conjunto de transmisiones que van entre el eje (2) y el (4). De igual manera, $R2_j$ representa el conjunto de transmisiones que hay entre los ejes (3) i (5). Según cuál de las transmisiones R1 y R2 estén conectadas se conseguirá variar la relación de las velocidades entre el eje de entrada y el de salida.

7.5. Selección de las relaciones de transmisión.

De este punto en adelante se limitaran los cálculos a uno de los modelos propuestos, siendo para el procedimiento a utilizar análogo para el resto de los casos. En concreto se van a desarrollar los cálculos para el modelo A1, de manera que serán también válidos para el modelo A0, pues tiene las primeras marchas iguales al A1.

Los valores ideales de las relaciones de transmisión correspondientes a cada etapa se hallan a partir de la relación de transmisión equivalente (τ_{eq}) y de la relación de transmisión máxima (τ_{max}).

Para la zona de marcha corta (entre R=0 y R=τ_{eq}) el valor de las relaciones correspondientes a cada una de las marchas se calcula mediante progresión aritmética entre cero y τ_{eq}, limitando el nombre de etapas (n) a 3 (Ec. 7-10)

$$R_i = R_{i-1} + \frac{\tau_{eq}}{n} \qquad \text{(Ec. 7-10)}$$

En cambio, para la zona de marcha larga (entre R=τ_{eq} y R=τ_{max}) el valor de estas relaciones se encuenntra haciendo una progresión geométrica de 4 etapas, utilizando las ecuaciones (Ec. 7-11) y (Ec. 7-12).

$$R_i = R_{i-1} \cdot r \qquad \text{(Ec. 7-11)}$$

$$r = \sqrt[n]{\frac{\tau_{máx}}{\tau_{eq}}} \qquad \text{(Ec. 7-12)}$$

Los resultados que se han obtenido mediante la aplicación de estas ecuaciones se muestran en la Tabla 7-10.

R0	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7
0	0,09	0,18	0,27	0,38	0,53	0,75	1,05

Tabla 7-10. Relaciones de transmisión del mecanismo a desarrollar.

7.6. Esquema del mecanismo.

Para encontrar el esquema del mecanismo es fundamental determinar el tipo de tren epicicloidal a utilizar y la distribución correcta de sus ejes.

En la (Ref. [1]) se estudia el caso para los 2 tipos de tren epicicloidal mostrados en la Figura 7-7

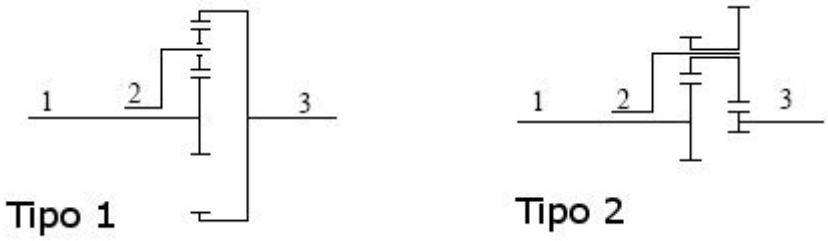

Figura 7-7. Dos maneras diferentes de materializar un tren epicicloidal.

En el grafo del mecanismo a desarrollar se ha visto como k=0,5, cosa que implica que en el esquema del mecanismo será necesario utilizar un epicicloidal de tipo 2, pues el tipo 1 no permite este valor de k.

Para el caso del tipo 2 se denominará P1 al eje (1) del mecanismo, S al eje (2) y P2 al eje (3).

Para k=0,5 se tienen dos posibilidades equivalentes entre si:

P1→ P2,

S→ P2,

Del grafo de la Figura 7-6 se tiene que:

Eje (2) →eje entrada,

Eje (4) →eje salida,

Y se obtiene la siguiente relación entre los ejes:

$$\omega_{ent} = 0.5\omega_2 + 0.5\omega_3$$

$$\omega_{sal} = 0.5\omega_4 + 0.5\omega_5$$

Por lo que se deduce que el eje de entrada se corresponderá con P2 del epicicloidal de tipo 2, mientras que los ejes (2) y (3) del EVT se corresponderán con S y P1 (o a la inversa). Análogamente para el eje de salida, que se corresponde con P2 y los ejes (4) y (5) con S y P1 (o al revés).

Una combinación de número de dientes que cumple estas restricciones es la siguiente:

$z_{planeta1}=18$

$z_{planeta2}=27$

$z_{satélite1}=27$

$z_{satélite2}=19$

A partir de estos datos se obtiene un esquema básico como el de la Figura 7-8.

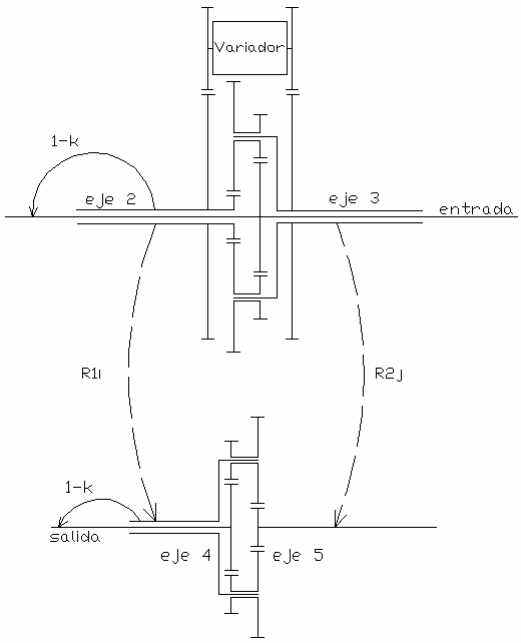

Figura 7-8. Esquema básico del mecanismo a desarrollar.

A continuación se sustituyen las relaciones $R1_i$ y $R2_j$ por transmisiones de engranajes, a las que se les añade un selector que permite escoger la relación a utilizar en cada caso y se obtiene el esquema de la Figura 7-9, que cumple con los requisitos indicados:

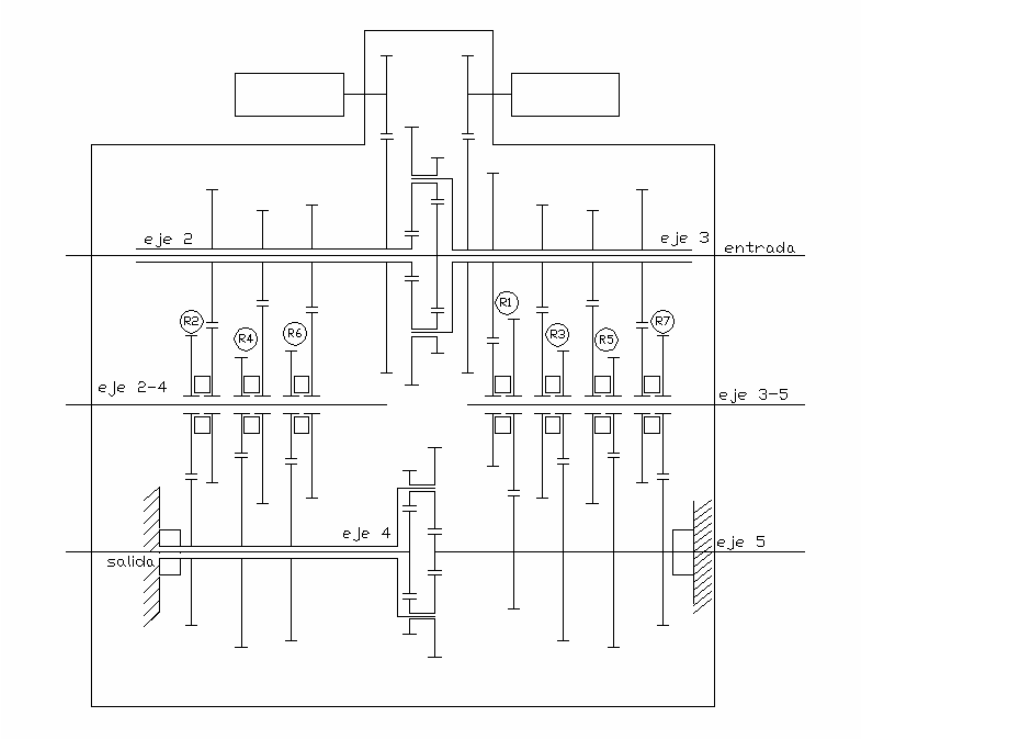

Figura 7-9. Esquema del mecanismo a desarrollar.

Centrando la atención en los trenes epicicloidales se puede apreciar como en el superior el eje de entrada gira solidario con uno de los planetas, mientras que el movimiento de los ejes solidarios a los satélites y al otro planeta quedan controlados mediante dos máquinas eléctricas que formarían el variador eléctrico.

A partir de estos dos últimos ejes se transmite el movimiento a unos ejes intermedios mediante el uso de engranajes. Nótese como en estos ejes intermedios cada uno de los engranajes consta de un elemento sincronizador que selecciona por cual de los engranajes se transmite la potencia en cada caso.

Desde estos ejes intermedios se transmite a su vez el movimiento a los ejes solidarios a los satélites y a uno de los planetas del epicicloidal inferior. En éste el eje de salida gira solidariamente al otro de los planetas.

El funcionamiento básico del mecanismo es el detallado a continuación. La velocidad de giro del eje (2) variará entre 0 y ω_{2max}, mientras que la del eje (3) oscilará entre ω_{3max} y 0 para cada una de las marchas, de forma que cuando el eje (2) este girando a su velocidad

angular máxima el eje (3) lo haga a mínima y viceversa. El paso de una relación fija a otra se hace coincidiendo con el momento en que uno de estos dos ejes se encuentre a su velocidad mínima (ω=0), haciendo este cambio de relación en el lado correspondiente al del eje que se encuentra en su velocidad mínima.

Así por ejemplo, pongamos que en una de las marchas se comienza con ω_2=0 i ω_3= ω_{3max} y se encuentran acopladas las relaciones R3 y R4. Conforme pasa el tiempo ω_2 aumentará su velocidad hasta llegar a su máximo, mientras que ω_3 la disminuirá hasta llegar a velocidad cero. En este instante se desacopla la relación R3 y se acopla la R5, mientras R4 sigue acoplado (se ha cambiado de etapa/marcha). Una vez R3 queda desacoplado y R5 acoplado, ω_2 comienza a disminuir hasta llegar a cero, mientras que ω_3 aumentará hasta llegar a su máximo. Llegados a ese punto, R4 se desacoplará y pasará a acoplarse R6, mientras que R5 seguirá acoplado y nuevamente se volvería a empezar con el proceso, ω_3 disminuiría mientras ω_2 aumenta. Al llegar a ω_3=0 se desacopla R5 y se acopla R7 y así sucesivamente, alternando de esta forma la relación variable conseguida entre los ejes (2) y (3) con las diversas relaciones fijas instaladas.

La velocidad de los ejes (2) y (3) se controlará mediante dos máquinas eléctricas. Mientras una de ellas actúa como generador en una de las marchas, la otra actuará como motor, utilizándose la energía generada con la primera de las máquinas para alimentar la segunda.

Para cada marcha se va alternando la máquina que actúa como motor y la que actúa como generador.

8. Estudio de las diferentes alternativas

A continuación se presentan las alternativas sopesadas antes de iniciar el diseño de detalle del mecanismo.

8.1. Alternativa A: esquema básico.

La primera de las alternativas presentadas se corresponde con el esquema encontrado en el apartado anterior, pues es el esquema más simple encontrado que cumple con las especificaciones. Presenta el inconveniente de que el volumen que ocupan los componentes sobrepasaría las medidas límite indicadas por AUSA.

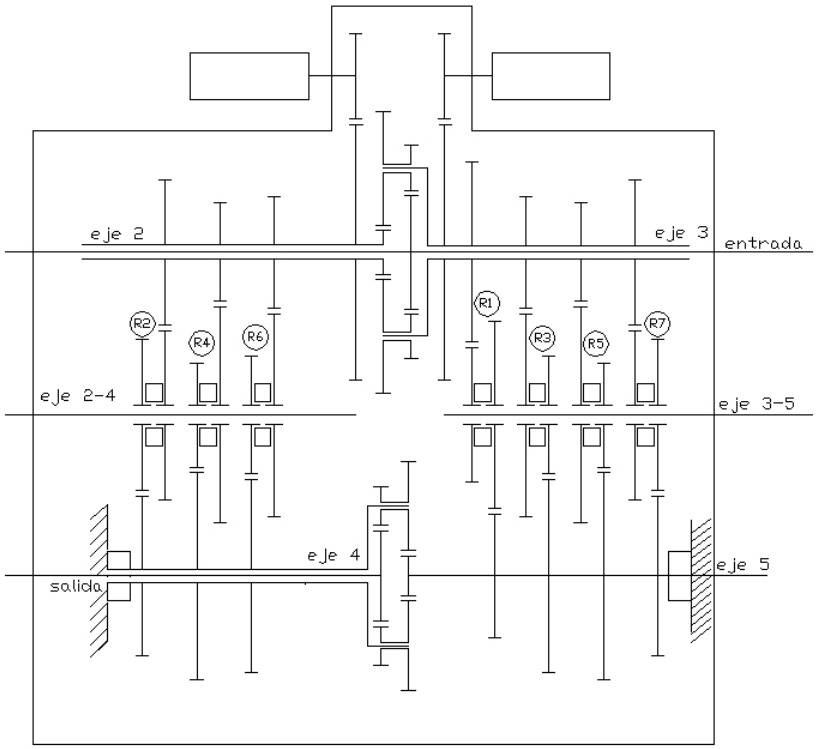

Figura 8-1. Esquema básico.

Además, en el tren epicicloidal se presenta un inconveniente debido a la alta velocidad que alcanza el eje (4) en la última marcha (alrededor de 6000 rpm). Debido a dicha velocidad y al peso de los satélites y el eje soporte de los satélites, que giran solidariamente al eje (4) se genera una gran fuerza centrífuga en los satélites, que sumada a la propia reacción en

el eje da una fuerza total de unos 8.300 N, para la que no se ha encontrado ningún rodamiento capaz de soportarla.

8.2. Alternativa B: esquema compacto.

El esquema presentado en la Figura 8-2 es una versión compactada de la propuesta inicial.

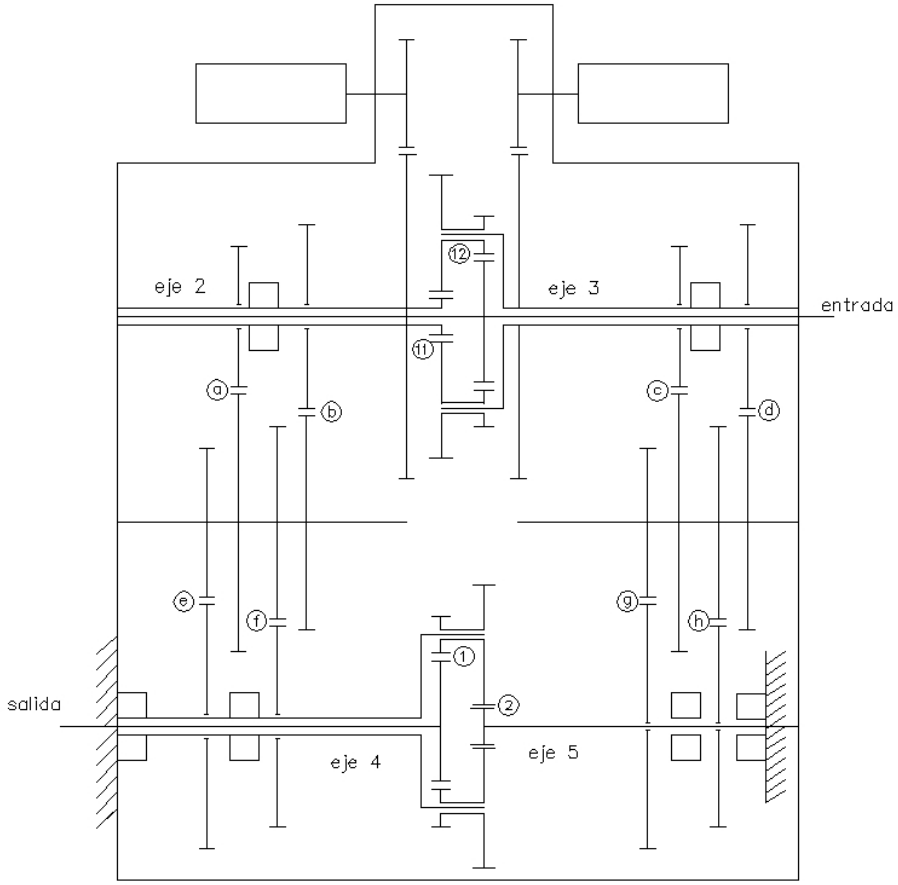

Figura 8-2. Nuevo esquema con una distribución más compacta.

Como se puede observar, se mantiene el mismo epicicloidal que en el caso anterior pero en este esquema se ha optado por colocar los sincronizadores en los ejes (2), (3), (4) y (5) en lugar de en los ejes intermedios. De esta forma, según la combinación de los sincronizadores que se encuentre conectada se pueden conseguir 8 marchas en lugar de las 7 previstas inicialmente, lo que implica una disminución de la potencia por el variador.

Además se consigue una notable disminución de volumen respecto al sistema anterior, pues considerando que el espesor de un engranaje es “F” en el caso anterior el espesor total era de 18·F mientras que en este caso es de 12·F.

Con este sistema, las relaciones de transmisión que se obtienen son las mostradas en la Tabla 8-1.

Relación de transmisión	Combinación utilizada
R1	C·G
R2	B·F
R3	C·H
R4	B·E
R5	D·G
R6	A·F
R7	D·H
R8	A·E

Tabla 8-1. Combinaciones de engranajes a acoplar para conseguir las 8 marchas.

El problema generado al utilizar este esquema más compacto es que se añaden nuevas restricciones a cumplir, pues ahora cada una de las relaciones Ri se obtiene a partir del producto de otras dos relaciones. Es necesario comprobar si las relaciones ideales (calculadas según el método ya descrito con tres de marcha corta y cinco de marcha larga), se cumplen también para este caso. El resultado de este cálculo se muestra en la Tabla 8-2.

R0	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	R8
0	0,09	0,18	0,27	0,35	0,46	0,61	0,81	1,05

Tabla 8-2. Relaciones de transmisión ideales con 8 marchas.

Para comprobar si se cumplen las nuevas restricciones es necesario que se cumplan las ecuaciones (Ec. 8-1) y (Ec. 8-2).

$$\frac{R_3 \cdot R_5}{R_1 \cdot R_7} = 1 \qquad \text{(Ec. 8-1)}$$

$$\frac{R_4 \cdot R_6}{R_2 \cdot R_8} = 1 \qquad \text{(Ec. 8-2)}$$

Como se puede comprobar, las relaciones de transmisión ideales no cumplen estas restricciones, así que será necesario encontrar unas nuevas relaciones de transmisión, lo más aproximadas posibles a las ideales, tomando como criterio que se desea minimizar la potencia por el variador.

Para encontrar las nuevas relaciones de transmisión se sigue un proceso de aproximaciones sucesivas.

En el caso de las relaciones pares (R2, R4, R6 i R8), se modifican los valores de R2, R4 y R6. Debido a la restricción impuesta por la ecuación (Ec. 8-2), el valor de R8 se encuentra de forma automática. Se van probando diversos grupos de valores hasta minimizar la potencia por el variador.

De igual manera se modifican R1, R3 y R5, quedando de esta manera R7 definido.

Es necesario tener en cuenta que el valor de la potencia que se transmite por el variador depende tanto de los valores escogidos para las relaciones pares como para las impares. Es por este motivo que no se puede encontrar un optimo primero para las pares y después para las impares (o viceversa), sino que las modificaciones se deben hacer a la vez para poder ver como afecta un cambio antes de hacer el siguiente.

El ajuste en las relaciones de transmisión se hacen hasta dos decimales, y los resultados son los presentados en la Tabla 8-3.

R0	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	R8
0	0,12	0,16	0,22	0,30	0,43	0,58	0,81	1,11

Tabla 8-3. Relaciones de transmisión obtenidas para el esquema compacto.

Sin embargo esta combinación presenta el mismo inconveniente que la primera de ellas en lo que a fuerzas centrífugas se refiere.

8.3. Alternativa C: compacto con epicicloidal tipo 1.

Para esta alternativa se ha optado por cambiar el tipo de tren epicicloidal utilizado por uno de tipo 1 (ver Figura 7-7), lo que ha comportado efectuar también unos ajustes en el grafo del mecanismo, pues recordemos que con este tipo de epicicloidal no se permitía k=0,5. Así pues, se tomará un valor de k lo mas cercano posible a 0,5 que permita seleccionar un número de dientes razonable. Se toma k=0,38, con lo que 1-k=0,62. Con estos valores se encuentra la combinación siguiente de dientes:

$z_{corona}=67$

$z_{planeta}=41$

$z_{satélite}=13$

En este caso las coronas serán solidarias a los ejes (2) y (4), los planetas a los ejes (3) y (5) y los satélites a los ejes de entrada y salida.

Además, se opta por cambiar las velocidades de salida obtenidas en la solución inicial por una velocidad 1,4 veces superior, compensando posteriormente este aumento con una mayor reducción en la caja transfer. De esta manera se consigue disminuir el par que transmite cada engranaje sin que por ello el aumento de velocidad resulte crítico para el diseño de éstos. El esquema del mecanismo para este caso es el mostrado en la Figura 8-3.

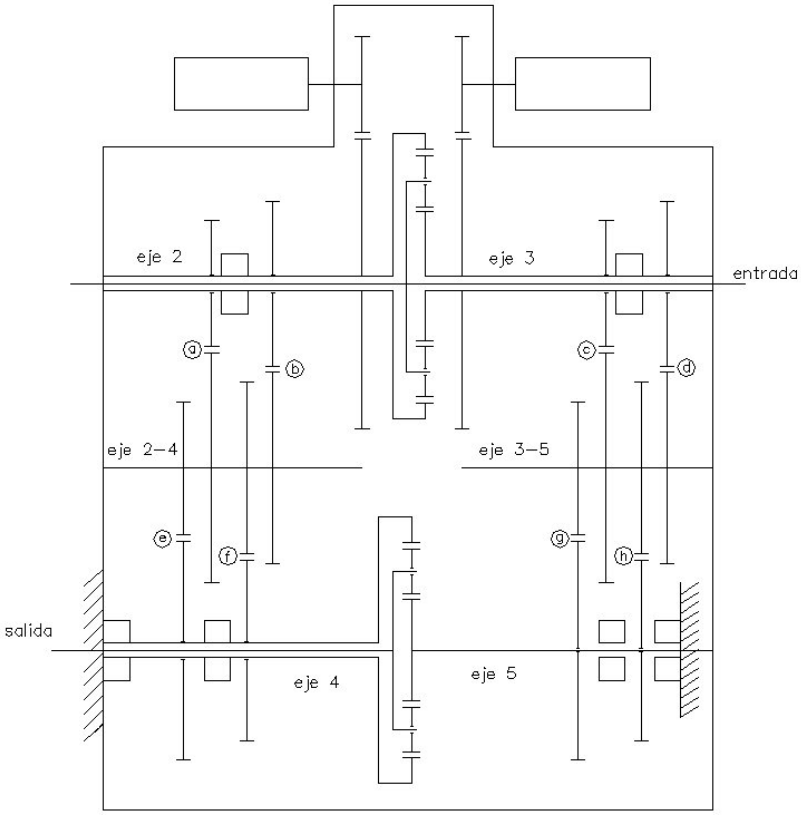

Figura 8-3. Esquema del mecanismo compacto con epicicloidal tipo 1.

Este esquema presenta la ventaja de tener una distribución aún mas compacta que la de la alternativa “B” (siguiendo con el ejemplo del espesor del engranaje “F”, en este caso sería de 11·F) con el añadido de que en este caso las fuerzas centrífugas generadas son de menor magnitud que en casos anteriores. Para esta alternativa, la fuerza centrífuga más crítica se presenta en el eje de salida, pero en este caso la velocidad máxima es de 3000 rpm, muy inferior a la velocidad que alcanzaba el eje (4) en las dos primeras alternativas. Además, en este caso los satélites serán más pequeños que en los casos anteriores, por lo que las fuerzas centrífugas serán de menor consideración.

A pesar de la variación en el tipo de epicicloidal, las relaciones de transmisión no se ven afectadas por éste, por lo que se podrían mantener las mismas que en la alternativa “B”. Sin embargo, como ya se ha comentado, a efectos de diseño resulta más práctico aumentar la velocidad de salida del mecanismo y disminuir el par transmitido en 1,4, por lo que será necesario multiplicar las relaciones de transmisión encontradas en “B” por 1,4, con lo que se conseguirá que las relaciones de transmisión sean de menor reducción, de hecho las dos últimas serán de multiplicación.

Este cambio se compensará posteriormente alterando la reducción de la caja transfer, haciéndola 1,4 veces inferior a la calculada inicialmente. De esta forma nos queda que las relaciones a utilizar son las mostradas en las tablas Tabla 8-4 y Tabla 8-5.

R0	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	R8
0	0,1651	0,2231	0,3129	0,4200	0,6000	0,8182	1,1372	1,5517

Tabla 8-4. Relaciones de transmisión obtenidas para el esquema final.

r_A	r_B	r_C	r_D	r_E	r_F	r_G	r_H
1,5225	0,4200	0,4800	1,7440	1,000	0,5333	0,3440	0,6519

Tabla 8-5. Relaciones de transmisión de cada uno de los engranajes que formarán la transmisión final.

8.4. Selección final

En base a las características comentadas para cada una de las alternativas finalmente se decide hacer el diseño de detalle a partir de la alternativa “C”.

8.5. Inversor

Por último, se ha de tener en cuenta la necesidad planteada por AUSA de poder disponer de la opción de “marcha atrás”. Para poder proporcionar esta función, se opta por añadir un mecanismo inversor acoplado al eje de salida. Se intentará incluir este mecanismo dentro de parte del espacio ocupado por la caja transfer utilizada por AUSA, pues ya era necesario modificarla debido a la variación de la relación de transmisión del transfer que se ha considerado. Es por esto que la salida del inversor ya incluirá la reducción de transfer necesaria para el mecanismo a desarrollar.

El esquema del inversor a desarrollar es el presentado a continuación (Figura 8-4).

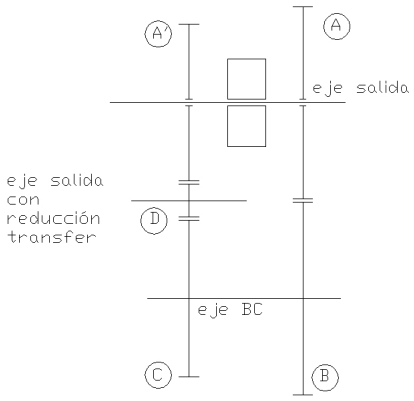

Figura 8-4. Esquema del inversor que se acoplará al eje de salida.

Como se puede apreciar, hay dos engranajes, A y A' que pueden girar solidarios con el eje de salida de la transmisión. Si, mediante el sincronizador central, se hace que A gire solidariamente al eje de salida, el movimiento de este se transmitirá a B, de B a C y de C a D, girando D solidariamente al nuevo eje de salida, cuyo giro incluye ya la reducción de transfer necesaria. Análogamente, si se hace que A' gire solidario al eje de salida, este transmite su movimiento directamente a D, invirtiendo el sentido de giro respecto el caso anterior.

9. Diseño de detalle de los distintos componentes.

9.1. Engranajes.

Para comenzar a definir la geometría de los engranajes, en primer lugar hay que conocer cuales son los diferentes parámetros que determinaran las cargas a las que se someten cada una de las ruedas. En este caso, es necesario conocer la relación de transmisión correspondiente a cada una de las ruedas, el par máximo que transmite cada rueda dentada y a que velocidad, y la velocidad máxima a que girará cada rueda con su correspondiente par. De entre estos dos últimos casos se dimensionará la rueda con el que resulte más crítico.

Para calcular el par que se transmite de una rueda a otra se utilizará la ecuación (Ec. 9-1), mientras que para calcular la transmisión de velocidades se utilizará la ecuación (Ec. 9-2).

$$\Gamma_{conducida} = \frac{\Gamma_{conductor}}{r_i} \qquad \text{(Ec. 9-1)}$$

$$\omega_{conducida} = r_i \cdot \omega_{conductora} \qquad \text{(Ec. 9-2)}$$

Siendo,

$\Gamma_{conductor} =$ par en la rueda conductora del engranaje i.

$\Gamma_{conducida} =$ par en la rueda conducida del engranaje i.

$\omega_{conductor} =$ velocidad angular de la rueda conductora del engranaje i.

$\omega_{conducida} =$ velocidad angular de la rueda conducida del engranaje i.

$r_i = \frac{z_{conducida}}{z_{conductora}} =$ relación de transmisión correspondiente al engranaje i.

$\omega_{conducida} =$ número de dientes del engranaje conductor.

$\omega_{conducida} =$ número de dientes del engranaje conducido.

9.1.1. Cálculo del par máximo que pasa por cada rueda

Para calcular el par máximo por cada una de las ruedas, se parte de los datos obtenidos en los cálculos básicos del modelo A1 (ver Anexo D), por lo que se conoce el par máximo que

se transmite en cada marcha. En la Tabla 9-1 se muestra el par máximo correspondiente a cada relación de transmisión.

Relación de transmisión	Engranajes que la componen	Par máximo (Nm)
R1	C·G	11,28
R2	B·F	24,91
R3	C·H	21,38
R4	B·E	47,25
R5	D·G	32,37
R6	A·F	50,86
R7	D·H	31,72
R8	A·E	50,90

Tabla 9-1 Relación entre cada relación de transmisión y el par máximo que se transmite por cada rueda.

Se hará como ejemplo el cálculo del par máximo que se aplica al engranaje A. Este engranaje transmite par cuando están acopladas las relaciones sexta o octava. A partir de los datos de la Tabla 9-1 se aprecia que la rueda ha de transmitir mas par en la relación octava, por tanto se considera este par como el máximo que ha de transmitir la rueda conductora del engranaje A.

De esta forma se determinará también los pares máximos que se transmiten por las ruedas conductoras de los engranajes B, C y D. Una vez determinados estos pares, y al ser conocidas las relaciones de transmisión de cada rueda (Tabla 8-5), se calculan los pares de las ruedas conducidas de les engranajes A, B, C y D utilizando la ecuación (Ec. 9-1).

Para calcular el par máximo que se transmite por los engranajes E, F G y H se sigue un criterio análogo al del caso anterior, pero teniendo en cuenta que ahora el par máximo que se transmite por cada rueda se corresponde con el máximo encontrado en las ruedas conducidas A, B, C y D.

9.1.2. Cálculo de la velocidad máxima a que gira cada rueda

Para el cálculo de la velocidad máxima a que gira cada rueda se sigue un proceso análogo al del caso del par máximo, con la diferencia de que ahora lo que interesa identificar es la velocidad máxima a que gira cada rueda. Una vez se ha identificado este dato para las ruedas conductoras de A, B, C y D utilizando la ecuación (Ec. 9-2) se calcula la velocidad a que giran sus correspondientes ruedas conducidas y a partir de estos valores, se calcula a su vez la velocidad para el resto de los engranajes que componen el mecanismo.

En las tablas Tabla 9-2 y Tabla 9-3 se muestran los resultados correspondientes al par máximo y la velocidad máxima encontrados para cada uno de los engranajes.

Engranaje	Rel. transmisión	Conductor		Conducida	
		Par máximo (Nm)	Velocidad de par máx (rpm)	Par máximo (Nm)	Velocidad de par máx (rpm)
A	1,5225	54,1	1	35,5	2
B	0,4200	47,3	870	112,5	365
C	0,4800	21,4	7.112	44,5	3.414
D	1,7440	31,7	1	18,2	2
E	1,0000	111,7	365	111,7	365
F	0,5333	58,9	1.364	110,4	727
G	0,3440	23,1	2.570	67,2	884
H	0,6519	43,8	3.469	67,2	2.262

Tabla 9-2.Tabla resumen con el par máximo y velocidad del engranaje en ese punto.

Engranaje	Rel. transmisión	Conductor		Conducida	
		Par a vel. Máx. (Nm)	Velocidad máx (rpm)	Par a velocidad máx. (Nm)	Velocidad máx (rpm)
A	1,5225	37,3	4.351	24,5	6.624
B	0,4200	37,3	4.351	88,8	1.827
C	0,4800	21,4	7.112	44,5	3.414
D	1,7440	22,8	7.112	13,1	12.403
E	1,0000	24,0	6.752	24,0	6.752
F	0,5333	24,0	6.752	45,1	3.601
G	0,3440	12,9	12.608	37,4	4.337
H	0,6519	12,9	12.608	19,8	8.219

Tabla 9-3.Tabla resumen con la velocidad máxima y el par transmitido en ese punto.

9.1.3. Selección del número de dientes.

Otro de los cálculos necesarios para el dimensionado de los engranajes consiste en seleccionar una pareja de dientes que dé la relación de transmisión necesaria para cada caso. Para alguno de los casos no es demasiado complicado encontrarla, en otros es imposible conseguir la relación exacta y habrá que hacer una aproximación. En cualquiera de los casos, ha de tenerse en cuenta que existe otra restricción que determina la elección final. Se trata de las distancia entre centros de las diversas parejas de engranajes.

Observando el esquema del mecanismo (Figura 8-3), se puede observar que la distancia entre centros de los engranajes A y B ha de ser la misma, ya que están montados entre los mismos ejes. Lo mismo ocurre con las parejas C y D, E y F, y G y H.

Para calcular esta distancia, se ha de decidir también el módulo con el que se desea fabricar cada engranaje, teniendo en cuenta que las dos ruedas de un mismo engranaje han de tener igual módulo.

Una vez decidido el módulo de cada engranaje, se prueban diversas combinaciones de dientes hasta conseguir que se cumplan las relaciones de transmisión deseadas y que la distancia entre centros sea la misma para cada pareja de engranajes, para lo que se utilizan las ecuaciones (Ec. 9-3), (Ec. 9-4) y (Ec. 9-5) .

$$M_{ap} = \frac{M_n}{\cos(\beta)} \qquad \text{(Ec. 9-3)}$$

$$D_i = Z_i \cdot M_{ap} \qquad \text{(Ec. 9-4)}$$

$$DC = \frac{D_1 + D_2}{2} \qquad \text{(Ec. 9-5)}$$

Siendo en este caso:

$M_{ap} =$ Módulo aparente.

$M_n =$ Módulo normal.

$\beta =$ Ángulo helicoidal.

$D_i =$ Diámetro primitivo de la rueda i (i=1, 2).

$Z_i =$ Número de dientes de la rueda i (i=1, 2).

$DC =$ Distancia entre centros.

Resumiendo, se escogen los números de dientes de manera que se cumple la relación de transmisión correspondiente a cada caso, el módulo de las dos ruedas que componen el

engranaje sea el mismo y que la distancia entre centros de cada pareja de engranajes citada coincida.

9.1.4. Determinación del espesor de las ruedas.

Una vez se ha seleccionado la geometría de los engranajes, hay que comprobar cual es el espesor de diente necesario para aguantar los esfuerzos aplicados en caso.

Siguiendo el proceso de diseño de engranajes planteado en la ref. [2] se tiene que hay que estudiar el fallo para los dos posibles casos planteados (par máximo ó velocidad máxima) según dos criterios diferentes: en base a la tensión por flexión y en base a la tensión por contacto.

Para ambos casos, en primer lugar es necesario conocer la fuerza que transmiten los dientes de cada engranaje en el punto de contacto. Esta fuerza se calcula según se detalla en la ecuación (Ec. 9-6).

$$F_t = \frac{\Gamma_{máximo}}{D/2} \cdot 1000 \qquad \text{(Ec. 9-6)}$$

siendo,

$F_t =$ fuerza transmitida por la rueda, en N.

$\Gamma_{máximo} =$ par máximo transmitido por la rueda, en Nm.

$D =$ diámetro de la rueda, en mm.

Una vez conocido el valor de esta fuerza hay que definir un primer valor para el espesor de cara (F). Con estos valores y aplicando la fórmula de Lewis corregida para el cálculo de la tensión a flexión (Ec. 9-7) se encuentra una primera estimación de la tensión a flexión.

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_a \cdot K_S \cdot K_m \cdot K_b}{F \cdot m \cdot J \cdot K \cdot K_V} \qquad \text{(Ec. 9-7)}$$

Donde se tiene que,

σ_t = tensión a flexión.

F_t = fuerza transmitida.

m = módulo del engranaje.

F = espesor de cara.

J = factor de geometría.

K = factor de modificación del factor de geometría.

K_a = factor de aplicación de resistencia a la flexión.

K_s = factor de tamaño para la resistencia a la flexión.

K_m = factor de distribución de carga para la resistencia a la flexión.

K_b = factor de espesor de corona.

K_v = factor de dinámica para la resistencia a flexión.

Posteriormente se selecciona un material para la construcción del engranaje. Conociendo la dureza de Brinell del material se calcula el valor de tensión a flexión límite permitido utilizando la ecuación (Ec. 9-8), si el acero es de grado 1, o la ecuación (Ec. 9-9) si el acero es de grado 2.

$$s_{at} = \left(-274 + 167 \cdot HB - 0.152 \cdot HB^2\right) \cdot \frac{6894{,}76}{10^6} \qquad \text{(Ec. 9-8)}$$

$$s_{at} = \left(6235 + 174 \cdot HB - 0.126 \cdot HB^2\right) \cdot \frac{6894{,}76}{10^6} \qquad \text{(Ec. 9-9)}$$

$s_{at} =$ tensión a flexión límite, en MPa.

$HB =$ dureza de Brinell.

Las diferencias entre los aceros de grado 1 y de grado 2 radican básicamente en la microestructura, la limpieza con que se lleva a cabo la aleación y el tratamiento térmico previo, siendo los de grado 2 de mayor calidad que los de grado 1.

Hay que tener en cuenta que este valor límite de tensión a flexión es válido considerando que los dientes pueden hacer hasta 10^7 ciclos de carga y el valor de confiabilidad es del 99%. En el caso de que se desee un número diferente de ciclos de carga y una confiabilidad superior es necesario aplicar una serie de factores correctores al valor de tensión a flexión límite del material.

Por lo tanto, el valor de la tensión límite corregida del material se encuentra aplicando la ecuación (Ec. 9-10).

$$s_{at}^{*} = s_{at} \cdot \frac{K_L}{K_R} \qquad \text{(Ec. 9-10)}$$

siendo,

$s_{at}^{*} =$ tensión límite corregida.

$s_{at} =$ tensión límite .

$K_L =$ factor corrector de durabilidad.

$K_R =$ factor corrector de confiabilidad.

Si el valor calculado de tensión en el diente supera al valor límite del material, será necesario recalcular la tensión considerando un valor de espesor de cara (F) superior al utilizado. Si por el contrario resulta que el valor calculado es muy inferior al valor límite del material, se puede intentar recalcular la tensión con un valor de F más pequeño.

El detalle de todos estos cálculos se encuentran en el Anexo D.

Una vez que se ha calculado el engranaje en base a la tensión por flexión, hay que comprobar si con las especificaciones encontradas resiste a la tensión por contacto. El procedimiento es análogo al del caso anterior, con la diferencia de que en este caso hay que utilizar la formula correspondiente a la tensión de Hertz corregida, y se compara esta tensión con el valor límite de tensión debida al contacto del material.

El cálculo de la tensión de Hertz corregida se hace según la ecuación (Ec. 9-11),

$$\sigma_C = C_p \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_a \cdot K_S \cdot K_m}{F \cdot D_p \cdot I \cdot K_V}} \qquad \text{(Ec. 9-11)}$$

donde se tiene que:

D_p = diámetro de paso del piñón.

ν_P = razón de Poisson para el material con que esta hecho el piñón.

ν_G = razón de Poisson para el material con que esta hecho el engrane.

E_P = módulo de elasticidad del material con que esta hecho el piñón, en MPa.

E_G = mòdulo de elasticidad del material con que esta hecho el engrane, en MPa.

m_G = relación de engrane = N_G / N_P.

W_t = carga tangencial, en N.

C_p = coeficiente elástico.

El valor de la tensión por contacto límite del material se calcula según la ecuación (Ec. 9-12) para aceros de grado 1 y la ecuación (Ec. 9-13) para aceros de grado 2. El valor corregido se calcula según la ecuación (Ec. 9-14).

$$s_{ac} = (26000 + 327 \cdot HB) \cdot \frac{6894,76}{10^6} \qquad \text{(Ec. 9-12)}$$

$$s_{ac} = (27000 + 364 \cdot HB) \cdot \frac{6894,76}{10^6} \qquad \text{(Ec. 9-13)}$$

$$s_{ac}^{*} = s_{ac} \cdot \frac{K_L}{K_R} \qquad \text{(Ec. 9-14)}$$

Siendo

$s_{ac} =$ tensión por contacto límite, en MPa.

$HB =$ dureza de Brinell.

$s_{ac}^{*} =$ tensión límite corregida, en MPa.

$K_R =$ factor corrector de confiabilidad.

$K_L =$ factor corrector de durabilidad.

El valor que pueden tomar estos factores correctores esta detallado en el anexo.

Si se comprueba que la tensión de Hertz ,calculada con el espesor de cara encontrado por el criterio de la tensión a flexión límite, es inferior a la tensión por contacto corregida ya no es necesario hacer ninguna otra modificación y se da por válido el valor de espesor de cara encontrado. Si por el contrario la tensión de Hertz encontrada es superior a la tensión límite por contacto, hay que recalcular la tensión con un valor de espesor de cara superior, o bien se podría considerar utilizar un material de mayor dureza. El detalle de estos cálculos se presenta en el anexo.

Los resultados encontrados siguiendo los procedimientos explicados se presentan en la Tabla 9-4.

Engranaje		Número de dientes	Módulo	Diámetro	Distancia entre centros	Espesor del diente	Orientación hélice
				mm	*mm*	mm	
A	*conductor*	45	2	94,63	77,81	9,5	derecha
	conducida	29	2	60,98		9,5	izquierda
B	*conductor*	22	2	46,26	77,81	17	derecha
	conducida	52	2	109,35		17	izquierda
C	*conductor*	20	2	42,06	64,14	14	derecha
	conducida	41	2	86,22		14	izquierda
D	*conductor*	39	2	82,01	64,14	9	derecha
	conducida	22	2	46,26		9	izquierda
E	*conductor*	42	2	88,32	88,32	12	izquierda
	conducida	42	2	88,32		12	derecha
F	*conductor*	29	2	60,98	88,32	12	izquierda
	conducida	55	2	115,66		12	derecha
G	*conductor*	22	2	46,26	91,48	9	izquierda
	conducida	65	2	136,69		9	derecha
H	*conductor*	34	2	71,50	91,48	10	izquierda
	conducida	53	2	111,45		10	derecha

Tabla 9-4.Tabla resumen del dimensionado de los diferentes engranajes.

- *Caso de los engranajes de los trenes epicicloidales.*

El proceso de dimensionado de los trenes epicicloidales es análogo al explicado para el resto de los engranajes. Hay que tener en cuenta, sin embargo, ciertas peculiaridades que afectan al proceso de diseño.

Al dimensionar los satélites hay que considerar que por cada satélite no se transmite todo el par del planeta o la corona, sino que la fuerza total a transmitir queda dividida entre el número de satélites del tren epicicloidal.

La velocidad angular de los satélites se ve afectada por la velocidad del brazo porta-satélites.

Hay que tener en cuenta también, en el dimensionado de la corona, que la fórmula relativa a la presión de Hertz queda ligeramente modificada en el caso de los dentados interiores.

Todo el detalle de estos cálculos, con sus correspondientes cambios, está detallado en el Anexo D. En la Tabla 9-5 se muestra los resultados de dichos cálculos.

Engranaje		Número de dientes	Módulo	Diámetro	Espesor del diente	Orientación de la hélice
				mm	*mm*	
Tren epicicloidal entrada	*planeta*	41	1,75	75,44	22	izquierda
	satélite	13	1,75	23,92	22	derecha
	corona	67	1,75	123,28	22	izquierda
Tren epicicloidal salida	*planeta*	41	1,75	75,44	23	izquierda
	satélite	13	1,75	23,92	23	derecha
	corona	67	1,75	123,28	23	izquierda

Tabla 9-5.Tabla resumen del dimensionado de los epicicloidales.

9.2. Propuesta para el impulsor de banda en v.

Para transmitir la potencia desde los ejes hasta las máquinas que comprenden el variador eléctrico se encuentran diferentes alternativas, como pudiera ser utilizar poleas con correa, poleas con cadena o incluso un par de engranajes. La elección de uno de éstos sistemas depende en gran parte del tipo de máquina eléctricas que se utilice. Como aún no esta decidido el tipo de máquina eléctrica que se utilizará no es posible determinar cuál será el sistema utilizado por la transmisión final. Sin embargo, para el desarrollo de un primer prototipo se han propuesto unos motores de corriente alterna capaces de proporcionar la potencia necesaria para el variador eléctrico, ya calculada.

En vista de la potencia a transmitir y las velocidades de giro a alcanzar, para este prototipo se propone la utilización de un sistema de poleas y correas dentadas de la empresa Continental-Contitel, detallado en la Tabla 9-6.

Poleas a utilizar en los ejes de la transmisión
Polea dentada P36 -8M-10
Polea dentada P38-8M-10
Poleas a colocar en los motores eléctricos
Polea dentada P20 -8M-10
Polea dentada P34-8M-10
Correas
Conti synchroforce HTD correa dentada 600-8M-10-CXP III
Conti synchroforce HTD correa dentada 656-8M-10-CXP III

Tabla 9-6.Poleas y correas a instalar en la transmisión.

Los cálculos desarrollados para la elección de dichos elementos se encuentran detallados en el Anexo D.

9.3. Ejes.

9.3.1. Identificación de las cargas aplicadas y cálculo de las reacciones.

En el proceso de diseño de los ejes es necesario conocer las cargas tanto tangenciales como radiales y axiales que se aplicarán en cada eje.

Conociendo el par máximo aplicado en cada rueda en las diferentes marchas, se pueden encontrar las fuerzas aplicadas en los dientes utilizando las ecuaciones (Ec. 9-15), (Ec. 9-16) y (Ec. 9-17), para cada una de las marchas.

$$F_t = \frac{\Gamma_{\max}}{D/2} \cdot 1000 \qquad \text{(Ec. 9-15)}$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \phi_n}{\cos \beta} \qquad \text{(Ec. 9-16)}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta \qquad \text{(Ec. 9-17)}$$

siendo,

$F_t =$ Fuerza tangencial, en N.

$F_r =$ Fuerza radial, en N.

$F_a =$ Fuerza axial, en N.

$\Gamma_{msx} =$ Par máximo, en Nm

$D =$ Diámetro primitivo, en m.

$\phi_n =$ Ángulo de presión, en rad.

$\beta =$ Ángulo helicoidal, en rad.

En los ejes de entrada, salida, (2), (3), (4) y (5) se tiene que todas las fuerzas aplicadas en ellos siguen las mismas direcciones, siendo estas ortogonales entre si, por lo que en el momento de hacer los cálculos basta con asignar a estas diferentes direcciones el eje “x”, el eje “y” y el eje “z”. En estos casos se ha considerado la dirección radial de las fuerzas como el eje “x”, la tangencial como eje “y” y la axial como eje “z”.

En cambio, en los ejes (2-4) y (3-5) las fuerzas siguen diferentes direcciones no ortogonales entre si, por lo que para poder hacer el cálculo de las reacciones primero hay

que calcular el componente en dirección “x” y en dirección “y” de cada una de las fuerzas (Anexo D).

Por otro lado hay que conocer también el punto de aplicación de las fuerzas de las diferentes ruedas y la situación de los apoyos, que en este caso son cojinetes, así como una medida aproximada de la longitud de cada eje. Todos estos datos se encuentran detallados en el Anexo D.

Conociendo ya todos estos datos, el primer paso consistirá en calcular las reacciones en los apoyos del eje. Para calcularlas basta con imponer que la suma de fuerzas sea igual a cero, así como la suma de momentos.

9.3.2. Identificación del punto crítico.

Estando calculadas las reacciones, se han de calcular las tensiones cortantes y los momentos flectores en cada punto, tanto para el plano x como para el plano y. Finalmente con estos datos se calcula el momento flector total en cada punto.

Estos cálculos deben realizarse para los diferentes casos de carga de cada eje que se pueden encontrar según la marcha que se encuentre acoplada.

Una vez calculados los diferentes momentos flectores para los distintos casos de carga hay que identificar el punto de momento flector máximo. Este es el punto más crítico, así que es el que se utiliza para el cálculo del diámetro del eje. Por regla general, el punto de mayor momento flector es el que tiene a su vez mayor momento torsor. Sin embargo, esto no siempre es así, por lo que si se diese la situación de que el punto de mayor momento flector y el de mayor torsor no coinciden habría que hacer el cálculo del diámetro mínimo necesario para ambos puntos, seleccionando finalmente aquel que resulte de mayor diámetro.

9.3.3. Selección del diámetro mínimo.

El siguiente paso consiste en seleccionar un material para el eje. Se ha escogido como material el AISI 4340, normalizado a 830ºC. Una vez escogido el material, se calculan las tensiones por esfuerzo normal y cortante.

El cálculo de la tensión por esfuerzo de corte se efectúa según la ecuación (Ec. 9-18), las tensiones debidas al esfuerzo normal se calculan siguiendo la ecuación (Ec. 9-19).

$$\tau = \frac{T \cdot D_{ext}}{2 \cdot J} \qquad \text{(Ec. 9-18)}$$

$$\sigma = \left(\frac{F_a}{A} + \frac{M \cdot D_{ext}}{2I} \right) \cdot K_f \qquad \text{(Ec. 9-19)}$$

Siendo,

$\tau =$ esfuerzo cortante, en MPa.

$T =$ momento torsor, en Nmm.

$J =$ momento polar de inercia de la sección, en mm^4.

$\sigma =$ esfuerzo normal, en MPa.

$F_a =$ fuerza axial, en N.

$A =$ área de la sección, en mm^2.

$M =$ momento flector, en Nmm.

$D_{ext} =$ diámetro exterior, en mm.

$I =$ momento de inercia de la sección, en mm^4.

$K_f =$ coeficiente reductor de resistencia debido a concentraciones de esfuerzos, adimensional.

A partir de las ecuaciones de los esfuerzos normales y de corte, el diámetro se podrá encontrar aplicando la ecuación (Ec. 9-20). Al ser tan difícil de aislar, el resultado se encuentra por iteraciones sucesivas, seleccionando el menor diámetro posible que cumpla la ecuación (Ec. 9-23).

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{s'_n} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{s_{ys}} \right)^2} \qquad \text{(Ec. 9-20)}$$

$$s'_n = C_s \cdot C_R \cdot s_n \qquad \text{(Ec. 9-21)}$$

$$s_{ys} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot s_y \qquad \text{(Ec. 9-22)}$$

$$\frac{1}{N} \geq \sqrt{\left(\frac{\sigma}{s'_n} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{s_{ys}} \right)^2} \qquad \text{(Ec. 9-23)}$$

Siendo,

s_n = resistencia del material, en MPa.

$s_y =$ resistencia de fluencia a tracción del material, en MPa.

$N =$ factor de diseño.

$C_S =$ factor de tamaño, adimensional.

$C_R =$ factor de confiabilidad, adimensional.

Se toma como factor de diseño un valor de 3, y para el factor de confiabilidad se toma 0,75, correspondiente a una confiabilidad del 99,9%. El factor de tamaño se calcula mediante el procedimiento explicado en el Anexo D.

Una vez encontrado el diámetro mínimo, éste se ajusta al diámetro normalizado más cercano. Aún así, este no tiene porque ser el diámetro definitivo. Al efectuar el cálculo de rodamientos, es necesario ajustar el diámetro del eje al del rodamiento encontrado para cada caso. En la Tabla 9-8 se muestra un resumen del diámetro mínimo de cada eje calculado en su punto crítico y el diámetro final adoptado en este mismo punto.

Eje	$D_{mínimo}$ (mm)	$D_{escogido}$ (mm)
Eje entrada	12,8	19
Eje 2	19,4	25
Eje 3	20,5	28
Eje 2-4	18	22
Eje 3-5	14	20
Eje 4	29	35
Eje 5	16,6	25
Eje salida	24	24

Tabla 9-7.Diámetros utilizados para cada uno de los ejes.

Cuando ya se tiene definido el diámetro final de cada eje, se selecciona el ranurado más adecuado para este, según la norma UNE 18-076-90. El procedimiento de comprobación del ranurado es análogo al detallado en el siguiente apartado, correspondiente al cálculo de los sincronizadores. En la tabla se muestra el ranurado seleccionado para cada eje.

Eje	Nº dientes	Módulo
Eje 2 "A"	29	1
Eje 2 "B"	24	1
Eje 3 "A"	24	1
Eje 3 "B"	27	1
Eje 4 "A"	34	1
Eje 4 "B"	24	1,75
Eje 5	24	1
Eje 2-4	21	1
Eje 3-5	19	1
Eje entrada	18	1
Eje salida	23	1

Tabla 9-8.Número de dientes y módulo utilizados en el ranurado de los diferentes ejes

Como se puede apreciar, en algunos casos constan dos ranurados por eje, el “A” y el “B” que se corresponden con diferentes ranurados hechos en un mismo eje.

9.4. Sincronizadores.

Los sincronizadores constan de cuatro elementos básicos: la pieza central, ranurada interior y exteriormente; la corona dentada, que se desplaza longitudinalmente; la horquilla, encargada de desplazar la corona y por último los engranajes con un dentado especial, para poder acoplarlos con la corona dentada (Figura 9-1).

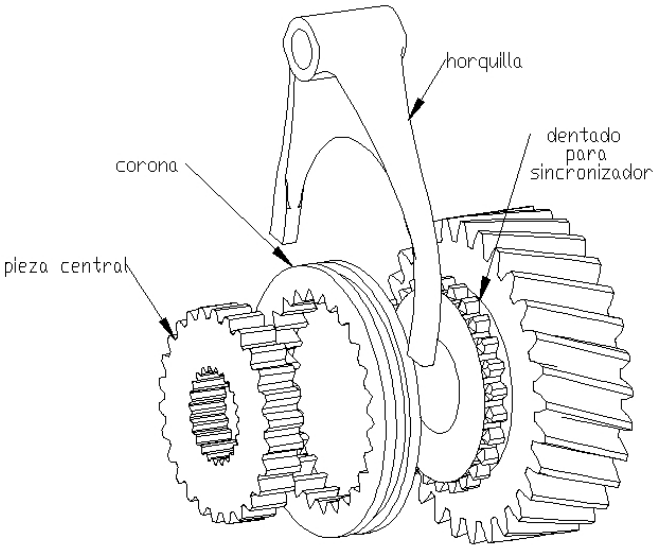

Figura 9-1. Elementos de que consta un sincronizador.

El funcionamiento es muy simple. La pieza central gira solidaria al eje gracias a los ranurados interiores. Debido al ranurado exterior de esta pieza, que encaja con el que tiene la corona, ésta a su vez gira solidaria con el eje. Colocando esta corona de manera que una parte haga contacto con la pieza central, mientras que la otra encaja con el dentado especial añadido a los engranajes, se fuerza a que el engranaje gire también solidario al eje.

Es necesario calcular cual es el espesor de diente que permita transmitir el par necesario para cada sincronizador. Para el cálculo, se procederá como si de un engranaje normal se tratase, teniendo en cuenta que, en el cálculo de la fuerza que actúa sobre el diente, hay que dividirla además entre el número de dientes del sincronizador, pues en este caso la fuerza no se está transmitiendo de diente en diente, sino por todos simultáneamente.

Así pues, para el cálculo del sincronizador el primer paso es escoger el dentado exterior deseado. Para ello no se encontrarán demasiadas limitaciones, basta con tener en cuenta unos cuantos requisitos básicos, como que quede un espesor suficiente entre el dentado interior (que acopla con el eje) y el dentado exterior, que es el que nos ocupa. Otra de las características de este dentado es que se elige con un ángulo de presión de 30º, y se escogerá de entre los posibles según la norma UNE 18-076-90 .

Una vez escogidos el número de dientes y módulo deseados, se pasa a comprobar cual es el espesor de cara necesario para transmitir el par. Para ello, como ya se ha comentado, en el cálculo de la fuerza sobre el diente (Ec. 9-6) hay que dividir entre el número total de dientes (Z), de forma que la ecuación a utilizar pasa a ser la (Ec. 9-24)

$$F_t = \frac{\Gamma_{\max}}{D/2 \cdot Z} \cdot 1000 \qquad \text{(Ec. 9-24)}$$

Siendo,

F_t = fuerza tangencial, en N.

$\Gamma_{\max}$ = par máximo a transmitir, en Nm.

D = diámetro primitivo, en m.

Z = número de dientes del sincronizador.

Teniendo ya calculada la fuerza, el resto del proceso es totalmente análogo al del cálculo de un engranaje, aunque en este caso los cálculos finalizan cuando la pieza esta correctamente dimensionada según la tensión a flexión. El caso de la tensión por contacto no es necesario puesto que en este caso no existe rodadura entre los dientes.

En el Anexo D se encuentran los cálculos correspondientes al diseño de los sincronizadores. En la Tabla 9-9 se presenta un resumen de los resultados más importantes.

Sincronizador	Nº dientes	Módulo
eje 2	20	1,75
eje 3	20	1,75
eje 4	24	2
eje 5	24	2
freno	32	2
eje 2-4	21	1
eje 3-5	19	1

Tabla 9-9.Número de dientes y módulo utilizados en los sincronizadores de los diferentes ejes.

9.5. Rodamientos.

Los rodamientos para la transmisión se seleccionan de entre los disponibles de la empresa SKF. Para la selección del rodamiento es necesario conocer las reacciones en los apoyos de cada eje, que ya fueron calculadas en apartados anteriores para poder hacer el dimensionado de estos. Sin embargo, las reacciones varían según cual sea la marcha acoplada en cada caso. Para poder hacer un correcto dimensionado del rodamiento se calcula una fuerza y velocidad equivalente, conociendo aproximadamente el número de horas totales que funciona cada marcha.

Para el cálculo de la fuerza equivalente se aplica la ecuación (Ec. 9-25), mientras que el cálculo de la velocidad equivalente se calcula según la ecuación (Ec. 9-26).

$$F_{eq} = \frac{\sum_i F_i^{\,p} \cdot \omega_i \cdot t_i}{\sum_i \omega_i \cdot t_i} \qquad \text{(Ec. 9-25)}$$

$$\omega_{eq} = \frac{\sum_i \omega_i \cdot t_i}{\sum_i t_i} \qquad \text{(Ec. 9-26)}$$

Siendo,

F_{eq} = fuerza equivalente, en N.

F_i = fuerza aplicada en la marcha i, en N.

p = exponente de la ecuación de vida, adimensional.

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$p = 10/3$ para rodamientos de rodillos.

ω_{eq} = velocidad angular equivalente, en rpm

ω_i = velocidad angular en la marcha i, en rpm.

t_i = tiempo de funcionamiento total de cada marcha, en horas.

Para la selección del rodamiento óptimo para cada caso, hay que calcular las cargas estáticas y dinámicas equivalentes que se están aplicando y compararlas con las respectivas capacidades de carga del rodamiento. Se ha de cumplir que las cargas calculadas sean inferiores a las capacidades de carga máxima. Sin embargo, esta no es la única condición a imponer. Es necesario tener en cuenta que los rodamientos han de tener una duración mínima de unas 6600 horas, por lo que una vez conocidas las cargas equivalentes aplicadas hay que hacer el cálculo de la vida del rodamiento, que depende directamente de la relación entre la capacidad dinámica del rodamiento y la carga dinámica aplicada. Según la normativa ISO 281:1990, esta vida se calcula según se indica en la ecuación (Ec. 9-27), y tiene un 90% de fiabilidad básica.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \qquad \text{(Ec. 9-27)}$$

L_{10} = vida nominal básica, en millones de revoluciones.

C = capacidad de carga dinámica del rodamiento, en kN.

P = carga dinámica aplicada, en kN.

p = exponente de la ecuación de vida, adimensional.

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$p = 10/3$ para rodamientos de rodillos.

Sin embargo, este cálculo de vida es muy general, y por ello cada fabricante aplica una serie de factores correctores en el cálculo de la vida. La ecuación corregida utilizada por SKF cumple con la normativa ISO 281:1990/Amd 2:2000 y se encuentra detallada a continuación (Ec. 9-28)

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \qquad \text{(Ec. 9-28)}$$

L_{nm} = vida nominal SKF, en millones de revoluciones.

a_1 = factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad.

a_{SKF} = factor de ajuste de la vida SKF.

El factor de ajuste de la vida tomará un valor de 1 considerando una fiabilidad del 90%. Si se desease otra fiabilidad el valor de este factor cambiaría según indique el fabricante.

El factor de ajuste de SKF representa la relación existente entre el coeficiente de la carga límite de fatiga (P_u/P), las condiciones de lubricación (relación de viscosidad κ) y el nivel de contaminación del aceite (η_c). Su elección se hace mediante gráficos facilitados por el propio fabricante (Anexo D).

Para este caso se ha considerado como lubricante un aceite de viscosidad κ=100 mm2/s a 20º y un nivel de contaminación típico (η_c=2). Las cargas que ha de soportar cada rodamiento, correspondientes a las reacciones en los apoyos determinadas en el cálculo de ejes, son las detalladas en la Tabla 9-10.

Eje	R1 equivalente (extremo derecho)	Axial en R1	R2 equivalente (extremo izquierdo)	Axial en R2	w equivalente	Tiempo de vida mínimo	Número de ciclos totales en las horas de vida
	(N)	(N)	(N)	(N)	(rpm)	(h)	(Mrev.)
Eje entrada	0,00	0,00	0,00	508,11	2.636,36	6600	1.044,00
Eje 2	1.497,65	0,00	792,65	455,83	3.155,24	6300	1.192,68
Eje 3	527,75	0,00	658,52	337,55	6.944,36	6600	2.749,97
Eje 2-4	1.074,62	115,14	2.403,61	0,00	4.317,62	6300	1.632,06
Eje 3-5	1.509,91	0,00	432,56	74,44	9.413,41	6600	3.727,71
Eje 4	455,07	550,88	1.184,07	0,00	3.029,14	6300	1.145,02
Eje 5	448,68	0,00	500,16	-166,91	2.520,32	6600	998,05
Eje salida	2.456,67	0,00	1.226,36	260,41	1.610,27	6600	637,67

Tabla 9-10.Cargas y velocidad equivalentes, horas de vida y número de ciclos de vida necesarios para cada rodamiento.

En la web de SKF ref .[3] existe una aplicación, SKF bearing select, que calcula las vidas medias del rodamiento (tanto la nominal básica como la SKF) una vez se le facilitan las cargas, la velocidad de giro y las condiciones de contaminación, lubricación y temperatura.

A partir de esta aplicación los rodamientos seleccionados para cada uno de los ejes son los detallados a continuación (Tabla 9-11).

	Extremo derecho	Extremo izquierdo
Eje 2	RNAO 35x45x13	6006
Eje 3	16005	RNAO 35x45x13
Eje 4	RNA 49/28	6207
Eje 5	61805	61805
Eje 2-4	6004	RNAO 22x35x16
Eje 3-5	6304_ETN9	16002
Eje entrada	NJ 202 ECP	NJ 202 ECP
Eje satélites	k 10x13x16	
Eje salida	6404	k 24x28x17

Tabla 9-11.Rodamientos utilizados para cada eje.

9.6. Inversor.

El diseño de los engranajes del inversor, así como el de ejes y sincronizadores y la selección de rodamientos se ha hecho según el procedimiento explicado para el resto de los componentes, estando los cálculos en el Anexo D.

El resumen de los resultados encontrados se encuentra en las tablas Tabla 9-12, Tabla 9-13, Tabla 9-14, Tabla 9-15 y Tabla 9-16.

Rueda	Número de dientes	Módulo	Diámetro primitivo	Espesor	Orientación hélice
A	29	2,5	76,2310113	25	derecha
A'	23	2,5	60,4590779	27	derecha
B	29	2,5	76,2310113	25	izquierda
C	23	2,5	60,4590779	27	derecha
D	80	2,5	210,292445	27	izquierda

Tabla 9-12.Engranajes utilizados para el inversor.

Eje	$D_{mínimo}$ (mm)	$D_{escogido}$ (mm)	Nº dientes ranurado	Módulo
Eje BC	22	30	29	1

Tabla 9-13.Datos del eje BC del inversor.

Sincronizador	Nº dientes	Módulo
inversor	26	2

Tabla 9-14.Sincronizador utilizado para el inversor.

Eje	R1 equivalente (extremo izquierdo)	Axial en R1	R2 equivalente (extremo derecho)	Axial en R2	w equivalente	Tiempo de vida mínimo	Número de ciclos totales en las horas de vida
	(N)	(N)	(N)	(N)	(rpm)	(h)	(Mrev)
Eje BC	2.575,46	696,77	1.463,22	2.844,77	2.077,95	6600	822,87

Tabla 9-15.Cargas y velocidad equivalentes, horas de vida y número de ciclos de vida necesarios para los rodamientos del inversor.

	Extremo izquierdo	Extremo derecho
Eje BC	32205 BJ2/Q	32205 BJ2/Q

Tabla 9-16.Rodamientos utilizados para el inversor.

9.7. Carcasa.

El diseño de la carcasa se ha hecho teniendo en cuenta que pueda se fabricada por fundición, con un mecanizado posterior en los lugares oportunos. Consta de dos piezas principales que se unen por el centro y cubren prácticamente la totalidad de la transmisión. En el eje de salida hay otras dos carcasas, acopladas a las primeras, que cubren el inversor. La mitad inferior de estas dos carcasas es igual a las carcasas utilizadas por AUSA para su caja transfer, de manera que en el espacio que queda libre se pueda instalar su diferencial.

Se ha intentado adaptar la forma de la transmisión con la de la carcasa, de manera que ésta ocupe el mínimo espacio posible. Se han previsto los alojamientos de diversos de los rodamientos calculados así como los puntos de anclaje de los soportes del resto de

rodamientos. Se ha previsto también la presencia de agujeros de salida para poder controlar las barras que moverán el sincronizador (debidamente sellados para evitar pérdidas de lubricante).

En las figuras Figura 9-2, Figura 9-3 y Figura 9-4 se muestran diferentes vistas de la carcasa propuesta.

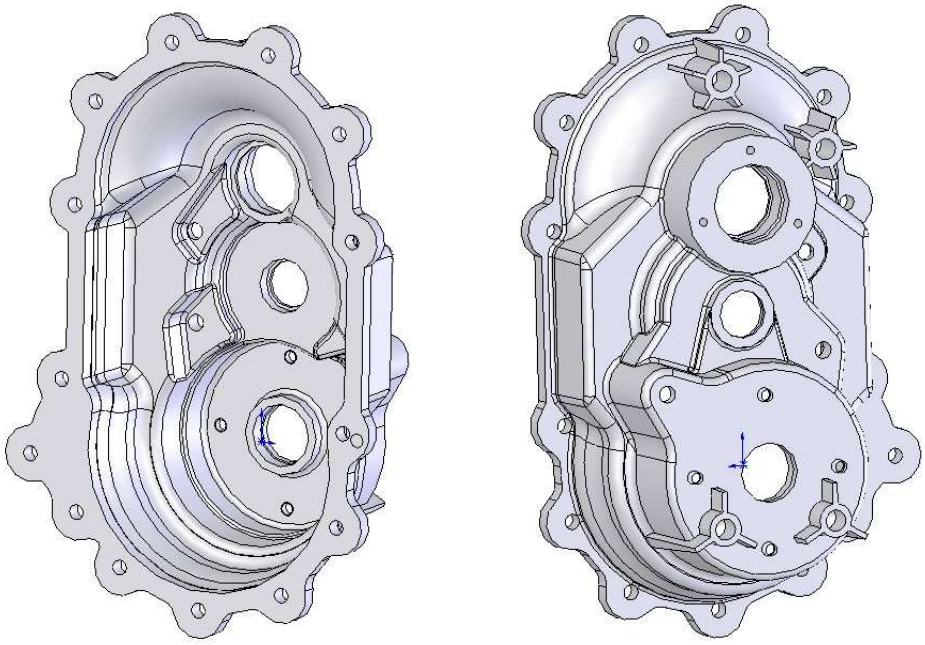

Figura 9-2. Vista trasera y delantera de la mitad derecha de la carcasa.

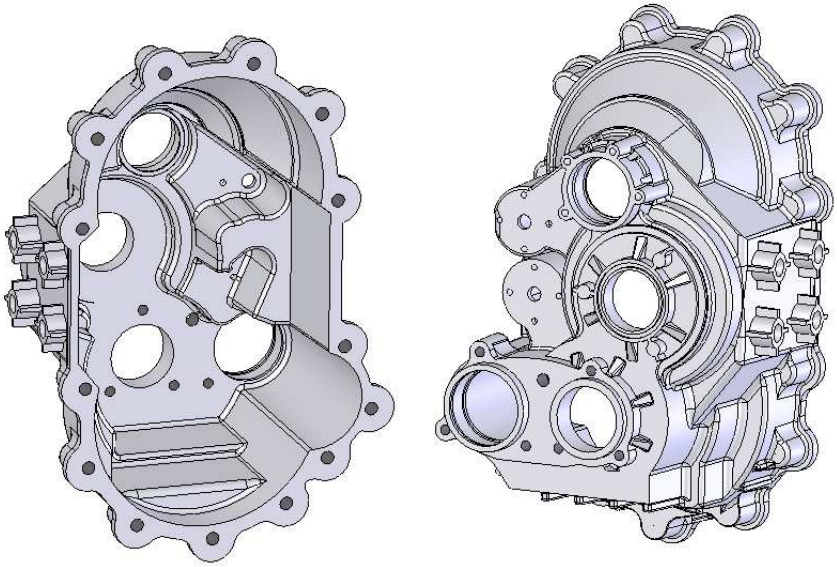

Figura 9-3. Vista trasera y delantera de la mitad izquierda de la carcasa.

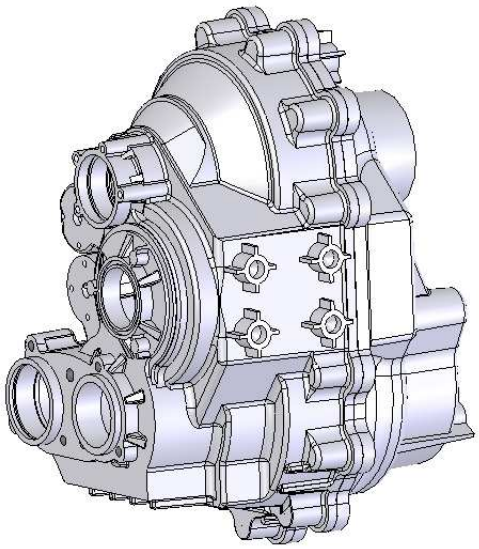

Figura 9-4. Unión de las dos mitades de la carcasa.

9.8. Conjunto montado.

Se muestran a continuación una serie de figuras para poder observar el conjunto montado.

En la Figura 9-5 se presenta una vista en perspectiva de todos los elementos que forman la transmisión.

En la Figura 9-6 se presenta la misma vista, pero se han eliminado carcasas y motores eléctricos, de manera que se pueda observar los componentes de la transmisión.

En la última de las figuras (Figura 9-7) se presenta una vista de sección del conjunto, con objeto de poder apreciar con mayor claridad los diferentes componentes y las relaciones entre ellos.

En el Anexo de planos se incluye un plano de conjunto con las medidas básicas del mecanismo.

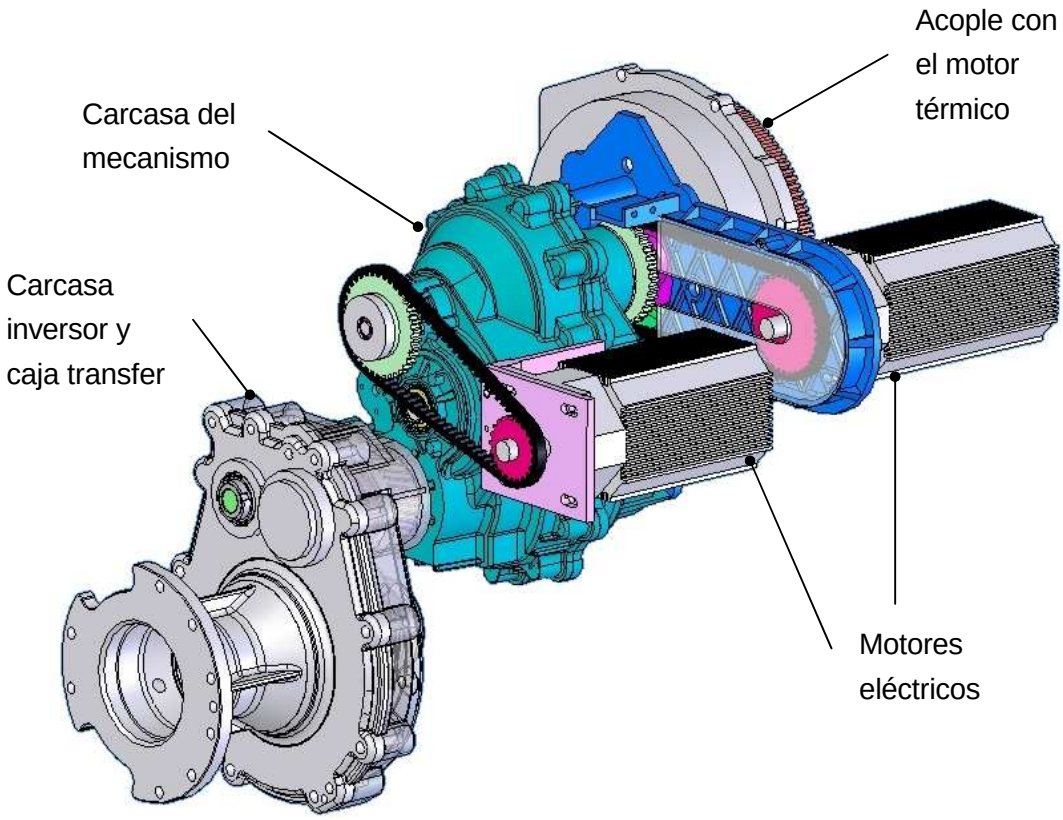

Figura 9-5. Vista isométrica de la transmisión completa.

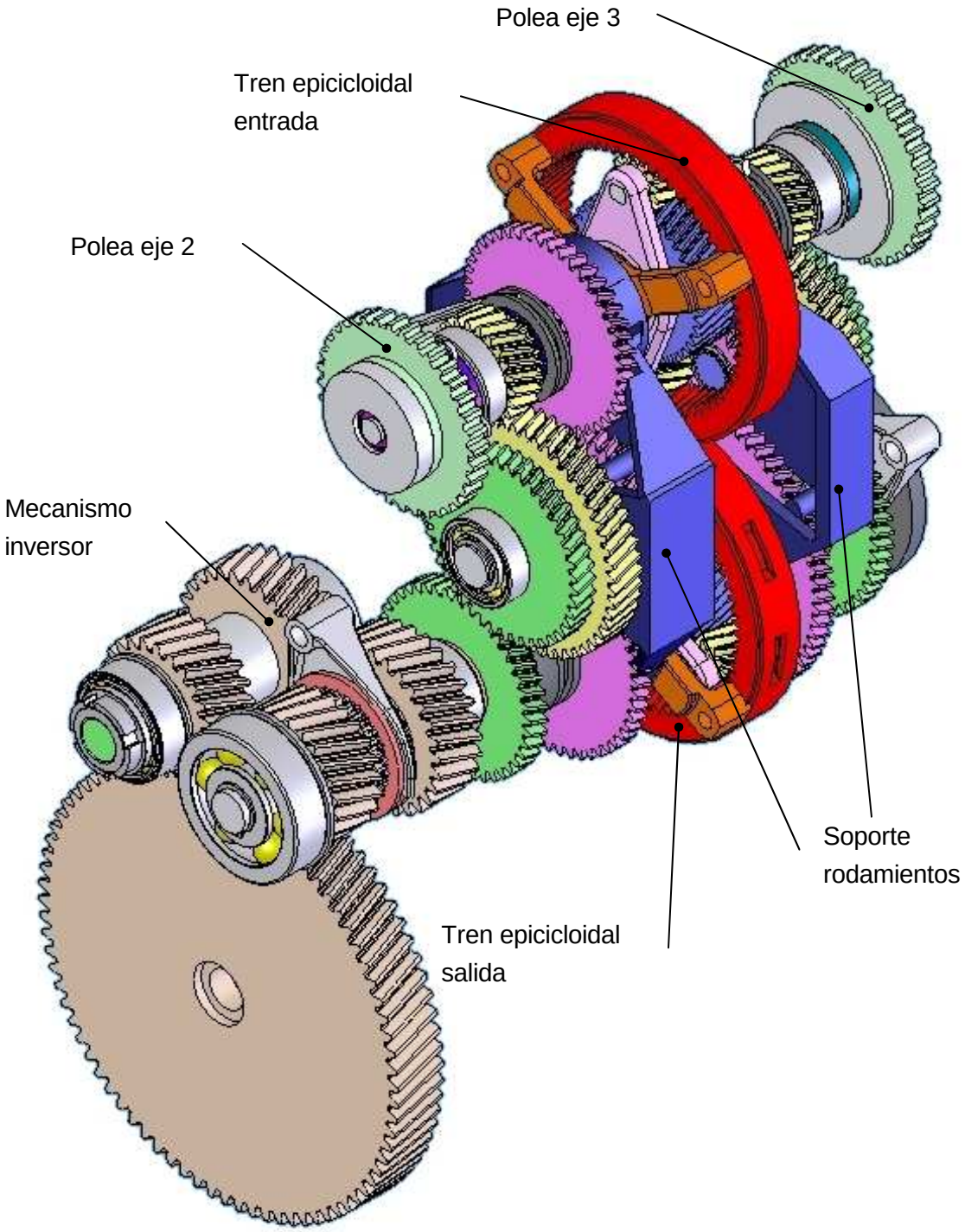

Figura 9-6. Vista isométrica de los componentes de la transmisión montados.

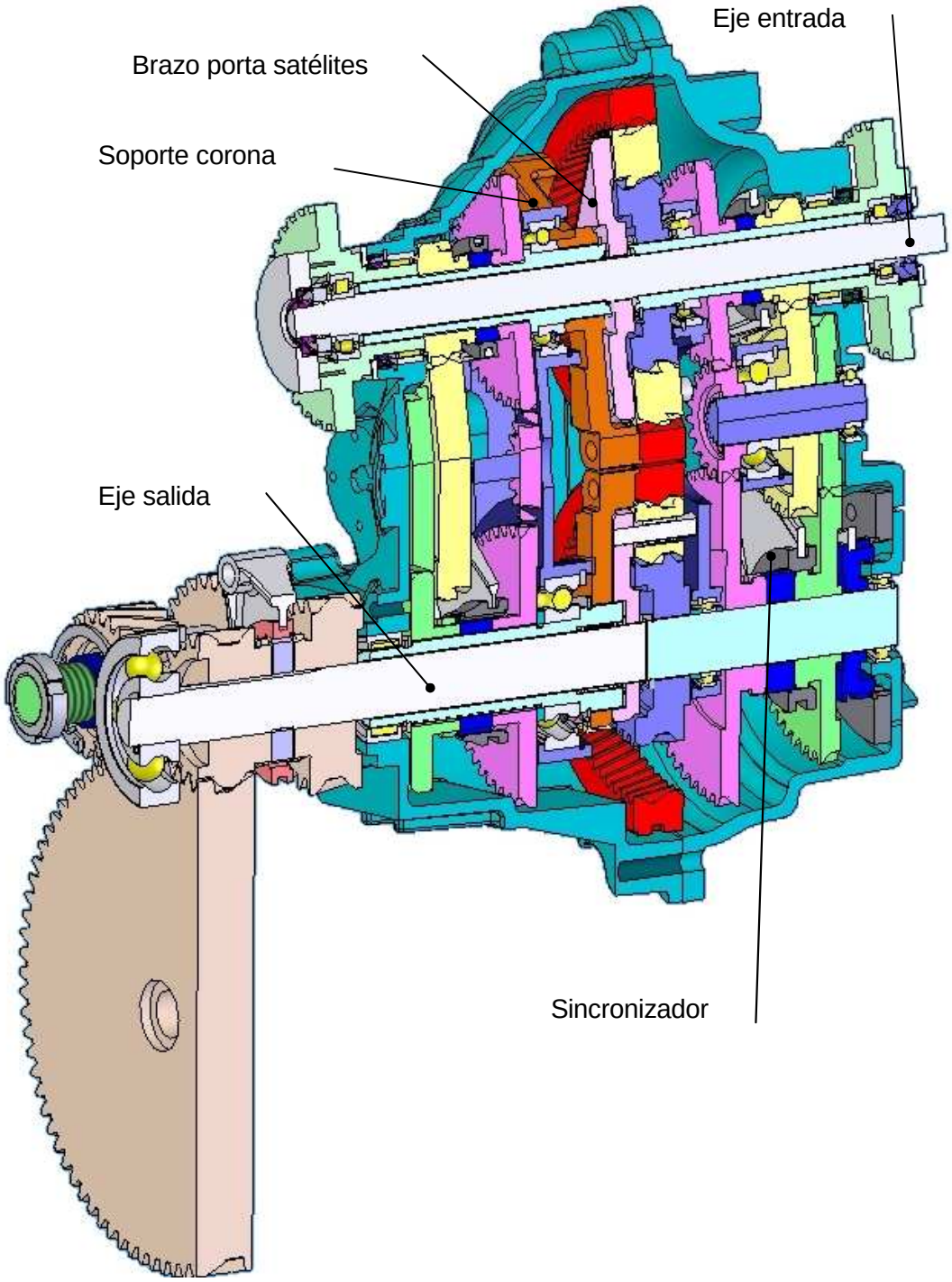

Figura 9-7. Vista isométrica de una sección del mecanismo.

10. Estudio económico.

En este apartado se presenta el estudio económico realizado para el desarrollo y la construcción de una transmisión continuamente variable.

El estudio se ha dividido en dos apartados: El primero es un estudio de los costes derivados del desarrollo del proyecto, que incluye el coste de los servicios de ingeniería y la fabricación de prototipos y el banco de ensayos correspondiente.

El segundo de los apartados es el estudio de viabilidad, en el que a partir de los datos del primer apartado y del estudio de mercado se determina la viabilidad de fabricar y comercializar la transmisión.

10.1. Estudio de costes.

El estudio de costes se dividirá en tres apartados básicos: los costes de ingeniería, los costes de fabricación y montaje y los costes de materiales.

10.1.1. Costes de ingeniería.

En este apartado se refleja el coste de las horas dedicadas en el área de ingeniería de la Fundació CIM durante el desarrollo del proyecto. Las horas se dividen en diferentes etapas, y su coste varía dependiendo de si son de técnico júnior o técnico sénior. El coste de las horas de un técnico júnior es de 20€/h y la de un técnico señor es de 50€/h.

En estos precios queda incluido el coste de las licencias de los programas informáticos utilizados (SolidWorks, Autocad y otros) y los costes de amortización de los equipos de trabajo (ordenadores, papel, tinta…).

La Tabla 10-1 refleja el coste total de las diferentes etapas del proyecto en el área de ingeniería.

	Horas júnior	Horas senior	Coste júnior (€)	Coste senior (€)	Coste total (€)
Estudio de patentes y estado de la técnica	18	-	360	0	360
Determinación de las especificaciones	20	20	400	1.000	1.400
Diseño conceptual de la transmisión	260	40	5.200	2.000	7.200
Diseño de detalle de los componentes	1200	10	24.000	500	24.500
Diseño del banco de pruebas	750	40	15.000	2.000	17.000
Montaje y pruebas del prototipo	320		6.400	0	6.400
Documentación	120	5	2.400	250	2.650
			Total servicios ingeniería		59.510

Tabla 10-1.Coste de los servicios de ingeniería del proyecto.

10.1.2. Costes de fabricación y montaje.

En este apartado se incluyen el coste de horas de fabricación y montaje de los prototipos y el banco de ensayos. El coste de un operario de taller es de 24€/h, el del jefe de taller es de 50€/h. Al igual que en el caso anterior se incluye la amortización de los equipos de trabajo.

La Tabla 10-2 refleja el coste de las horas de fabricación y montaje.

		Horas operario	Horas jefe taller	Coste operario (€)	Coste jefe taller (€)	Coste total (€)
Prototipos	Fabricación	286	5	10010	250	10.260
	Montaje	80	5	2800	250	3.050
Banco de pruebas	Construcción	100	5	3500	250	3.750
	Montaje	80	5	2800	250	3.050
				Total fabricación y montaje (€)		20.110

Tabla 10-2.Coste de fabricación y montaje asociados al proyecto.

10.1.3. Costes de materiales.

En este apartado se incluye el coste de los materiales necesarios para la elaboración del prototipo y del banco de ensayos. Se diferencian los costes entre los de materiales de compra y materiales de fabricación.

La Tabla 10-3 presenta los costes de los elementos de compra, considerando que se fabrican tres prototipos. La Tabla 10-4 presenta los costes de fabricación y la Tabla 10-5 presenta los costes totales de materiales.

		Coste total (€)
Prototipo	Anillos de seguridad	16
	Rodamientos SKF	754
	Retenedores	56
	Tornillería	112
	Correas	52
	Motores electricos	2.182
Banco de pruebas	Bancada	3.000
	Motor simule carga	2.000
	Motor que mueva eje	2.000
	Transductores de par	6.000
	Ordenador	1.000
	Termopares	32
	Sistema adquisición datos	1.100
	PLC	1.000
	Transductor de tensión	50
	Transductor de corriente	30
	Total elementos compra (€)	19.383

Tabla 10-3.Coste de los elementos de compra.

		Coste total (€)
Prototipo	Engranajes	9.720
	Ejes	5.550
	Sincronizadores	4.095
	Poleas	840
	Separadores	1.680
	Carcasa	9.000
	Brazo epicicloidal	840
	Soporte corona	840
	Tapas retenedores	840
	Soporte rodamientos	1.240
	Pieza soporte motor trasero	735
	Pieza soporte motor lateral	210
Banco de pruebas	Acoplamientos	500
	Bancada	500
	Total elementos fabricación (€)	36.590

Tabla 10-4.Coste de los elementos de fabricación.

		Coste total (€)
Elementos de compra		19.383
Elementos de fabricación		36.590
	Total materiales (€)	55.973

Tabla 10-5.Coste total de materiales.

10.1.4. Costes totales.

Teniendo en cuenta todos los costes calculados anteriormente, se tiene que el coste total del proyecto es el mostrado en la Tabla 10-6.

Costes del servicio de ingeniería		59.510
Costes de fabricación y montaje		20.110
Coste de materiales		55.973
	Total coste proyecto	135.593

Tabla 10-6.Coste total del proyecto.

10.2. Estudio de viabilidad.

Para la elaboración del siguiente estudio de viabilidad se ha hecho una estimación a 5 años del número de unidades vendidas anualmente. Asignando a cada unidad vendida un precio de 1.800€ y un coste de 1.200€ se obtienen los ingresos y los costes totales debidos a las ventas del producto en el período estudiado.

Se han considerado el coste del proyecto calculado en el apartado anterior como la inversión inicial. En el siguiente año aparece también como inversión el coste derivado de la creación de moldes para las diferentes piezas de fundición (carcasas, horquillas) y la fabricación de otros útiles necesarios para la fabricación en serie de la transmisión.

Se ha tenido en cuenta, además, una tercera inversión destinada a financiar el capital circulante. Se tomará como capital circulante a financiar la mitad de los ingresos obtenidos por las ventas de cada año, por lo que para cada año se añadirá como inversión el capital necesario para cubrir esta suma, teniendo en cuenta el capital ya reservado desde el año anterior.

En la Tabla 10-7 se muestra la previsión de las ventas utilizada para este estudio. Para elaborar esta previsión se ha considerado que en cinco años se ha cubierto aproximadamente el 40% del mercado potencial, que según se ha estimado en el estudio

de mercado, es de 116.000 unidades. Para los primeros años, en los que se da el período de implantación del producto, se ha considerado un nivel de ventas relativamente bajo. En los años sucesivos se han ido considerado incrementos diversos incrementos hasta llegar a las 50.000 unidades.

Año	2006	2007	2008	2009	2010	2011
Previsión (nº unidades)	0	2.000	7.000	2.5000	40.000	50.000

Tabla 10-7.Previsiones de venta de la transmisión.

Los resultados obtenidos del estudio se muestran en la tabla.

	2006	2007	2008	2009	2010	2011
Coste proyecto (€)	135.593	0	0	0	0	0
Compra de útiles (€)	0	200.000	0	0	0	0
Financiación del capital circulante (€)	0	1.800.000	4.500.000	18.000.000	18.000.000	27.000.000
Ingresos por ventas (€)	0	3.600.000	12.600.000	45.000.000	72.000.000	90.000.000
Gastos fabricación (€)	0	2.400.000	8.400.000	30.000.000	48.000.000	60.000.000
Flujo de caja (€)	-135.593	-800.000	-300.000	-3.000.000	6.000.000	3.000.000
Flujo acumulado (€)	-135.593	-935.593	-1.235.593	-4.235.593	1.764.407	4.764.407

Tabla 10-8.Ingresos, gastos y flujos de caja para el período considerado.

A partir de estos datos se tiene que el período de retorno de la inversión inicial es de 4 años.

Se han calculado los indicadores de viabilidad económica VAN (valor actual neto) y TIR (tasa interna de retorno). El VAN se ha calculado considerando coste del capital del 10%.

VAN (€) = 2.596.101
TIR = 45%

De los resultados de ambos indicadores y en vista de la inversión inicial se concluye que la inversión es altamente rentable, por lo que la industrialización y comercialización del producto resulta viable.

11. Estudio del impacto ambiental.

En este apartado se estudiará el impacto ambiental que representa el proyecto. Se detallarán las medidas que se han tomado para minimizar el impacto durante el proceso de diseño y de fabricación y también el impacto que se derivaría de la implantación del mecanismo.

11.1. Impacto ambiental en el proceso de diseño.

Desde la fase de diseño se han tenido en cuenta diversos aspectos que pueden tener incidencia en el impacto ambiental. Uno de éstos aspectos sería por ejemplo que se ha buscado minimizar la potencia por el variador, con lo que se consigue utilizar motores eléctricos lo más pequeños posibles y además mejora el rendimiento global de la transmisión, con el consiguiente ahorro que esto supone.

Se han seleccionado engranajes helicoidales, lo que minimiza el nivel de ruido que podría producir el mecanismo durante su funcionamiento.

En el diseño de detalle se ha buscado minimizar al máximo la cantidad de material necesaria.

En el diseño de la carcasa se ha buscado obtener la máxima estanqueidad para evitar las posibles perdidas de lubricante.

11.2. Impacto ambiental en el proceso de fabricación.

El impacto en el proceso de fabricación de los diferentes componentes (mecanizado de los diferentes componentes, fundición de la carcasa) no será superior al que se produce en cualquier fábrica de componentes mecanizados, por lo que resulta innecesario hacer un estudio ambiental más profundo.

11.3. Impacto ambiental derivado de la implantación del mecanismo.

La implantación masiva de la transmisión desarrollada tiene un fuerte, pero positivo, impacto ambiental debido al superior rendimiento de dicha transmisión. Si se compara su rendimiento con el de una transmisión hidrostática, que es la utilizada actualmente, se

observa como el mayor rendimiento de la transmisión desarrollada tiene una gran incidencia en el consumo de combustible de la máquina en que se instale, con lo que se consigue no solo una disminución del consumo de combustible, sino también una disminución de las emisiones a la atmósfera.

A continuación se presenta el rendimiento medio de una transmisión hidrostática y se comparan este y otros datos con los de la transmisión diseñada, de manera que se pueda hacer un análisis más profundo.

11.3.1. Rendimiento de una transmisión hidrostática.

En el Anexo F se presenta el cálculo del rendimiento global de una transmisión hidrostática con presión de trabajo de 400 bar.

Como resultado de los cálculos presentados se tiene que el rendimiento medio de la transmisión sería de un 66%

11.3.2. Rendimiento de la transmisión diseñada.

El rendimiento aproximado de la transmisión diseñada se calcula evaluando las perdidas de potencia a través de los engranajes y a través del variador.

Se considera que se pierde un 1% de la potencia entre cada par de ruedas dentadas. Como la potencia se transmite a través de cuatro pares de ruedas dentadas, en total se pierde un 4% de la potencia total a través de los engranajes.

El rendimiento de las máquinas eléctricas que tienen la función de variador se considera del 50%. Así pues, si se tiene que un 8% de la potencia total pasa por el variador, en éste se perderá un 4% de la potencia total.

Se tiene que en total se pierde un 8% de la potencia total (4% en los engranajes, 4% en el variador), por lo que el rendimiento global de la transmisión es de un 92%.

11.3.3. Comparativa entre las dos opciones.

En la tabla presentada a continuación (Tabla 11-1) se presenta la comparación de diferentes parámetros en la situación actual (transmisión hidrostática) y en el caso de que se instalase la transmisión electromecánica.

Como se puede apreciar, el mayor rendimiento de la transmisión electromecánica conlleva una serie de ventajas, como por ejemplo que la pendiente máxima superable es mayor. Sin embargo, la mayor ventaja a nivel medioambiental radica en el ahorro de combustible

que se puede producir, que puede llegar a mas de 11.000 l. a lo largo de la vida útil de la máquina. Esto deriva en una disminución de casi 30 t en las emisiones de CO_2 a la atmósfera, aparte del ahorro económico que supondría para el usuario el menor consumo de combustible.

	Transmisión hidrostática	Transmisión electro-mecánica	Mejora introducida
Rendimiento	66%	92%	26%
Pendiente máxima superable	48%	50,18%	2%
Velocidad máxima alcanzable (km/h)	15	15	0
Consumo de combustible durante la vida útil (l)	40.000	28.696	11.304
Emisiones de CO2 durante la vida útil (t)	105,91	75,98	29,93
Horas autonomía	2,7	3,76	1,06

Tabla 11-1.Tabla comparativa entre la transmisión hidrostática y la transmisión electromecánica.

Conclusiones

Del desarrollo de este proyecto se extrae como conclusión que una transmisión electromecánica continuamente variable se presenta como la evolución natural de las transmisiones continuamente variables utilizadas actualmente. Por el momento la idea no parece hallarse explotada en todas sus posibilidades y el mercado potencial es amplio, por lo que el éxito de la transmisión parece asegurado. No hay que olvidar que gracias a su mejor rendimiento consigue reducir el consumo de combustible, y con éste, se ven reducidas también las emisiones de CO_2 a la atmósfera.

Sin embargo, aún quedan inconvenientes por resolver. Un ejemplo de éstos es que pese a todas las alternativas estudiadas no ha sido posible diseñar la transmisión para que ocupe un espacio no superior a la de la transmisión hidrostática (240x350x240), tal y como deseaba AUSA, pues la transmisión final tiene unas medidas aproximadas de 300x350x240. Sin embargo, sería necesario comprobar si la transmisión diseñada se puede instalar en el espacio total disponible o es necesario estudiar la posibilidad de hacer una redistribución de los elementos instalados por AUSA a fin de conseguir el espacio necesario para instalar la transmisión.

Agradecimientos

Este proyecto es el resultado de la labor conjunta de un grupo de trabajadores de la Fundació CIM, sin cuya ayuda el proyecto no hubiese visto la luz.

Es por esto que me gustaría expresar mi agradecimiento a:

- Manolo Blanco y Cayetano Sierra, sin cuyos consejos y recomendaciones este proyecto no habría sido posible.
- Carlos Caldas, por todo el trabajo realizado.
- Joan Ramon Gomà, por su dirección a lo largo del proyecto.
- A todo el personal de la Fundació CIM.

Bibliografía

Referencias bibliográficas

[1] GOMA, JOAN R. *Tesi doctoral: Contribució a l'estudi de mecanismes obtinguts per combinació de variadors de velocitat amb diferencials*, septiembre 2004

[2] MOTT, ROBERT L. *Diseño de elementos de máquinas*, México: Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1995

[3] Web de la empresa SKF, fabricantes de rodamientos [http://www.skf.com/portal/skf/home/products?paf_dm=shared&maincatalogue=1&lang=es&newlink=1, mayo 2006]

[4] CONTITECH, *Catálogo Conti Synchrobelt HTD*

Bibliografía complementaria

Estudio de los antecedentes.

- Buscador de patentes americanas. [http://patft.uspto.gov/netahtml/PTO/search-bool.html, julio2006].

- Buscador de patentes.

[http://es.espacenet.com/search97cgi/s97_cgi.exe?Action=FormGen&Template=es/es/advanced.hts, julio 2006]

- Mecanismos continuamente variables.

[http://cvt.com.sapo.pt/toc_en.htm?gclid=CNXosqiUsIcCFSKRXgodi1DXkw, julio 2006].

- Empresa Torvec.Inc.

[http://www.torvec.com/products_ivt.html, julio 2006].

- Empresa Nexxtdrive.

[http://nexxtdrive.com/applications_automotive_transmission.php?lang=en, julio 2006].

Estudio de mercado

- Listado de webs de fabricantes de dumpers y carretillas.

[http://www.agria.net/, octubre 2005]

[http://www.ausa.com/,octubre 2005]

[http://www.multitor.com/dumpers.html/, noviembre 2005]

[http://www.piquersa.es/asp/catalogo/listadoSubSeccProducto.asp?codSecc=14, octubre 2005]

[http://www.mecanoreja.es/, octubre 2005]

[http://www.barforddumpers.com, noviembre 2005]

[http://www.bt-forklifts.es/, octubre 2005]

[http://www.catlifttruck.com/jkcm/default.aspx?pg=1100&lang=Spanish, noviembre 2005]

[http://www.cesab-forklifts.com/, noviembre 2005]

[http://www.combilift.com/, octubre 2005]

[http://www.dieci.com, octubre 2005]

[http://www.dumec.com, octubre 2005]

[http://iv.doosaninfracore.co.kr/eng/02_prd/ic.asp, octubre 2005]

[http://www.fiori.cc/, noviembre 2005]

[http://www.heliforklifts.com, octubre 2005]

[http://www.helichina.com/OLD/eindex.htm, octubre 2005]

[http://www.hoistlift.com/hoist/, octubre 2005]

[http://www.hubtex.de/hubtex/uk/index.html, octubre 2005]

[http://www.hyster.co.uk/prod_range.shtml, octubre 2005]

[http://www.hyundai-ce.com/, octubre 2005]

[http://www.jcb.com/, noviembre 2005]

[http://www.jungheinrich.com, noviembre 2005]

[http://www.kalmarind.com, octubre 2005]

[http://www.komatsuforklift.net, noviembre 2005]

[http://www.Linde-Forklifts.com, octubre 2005]

[http://www.mitforklift.com, octubre 2005]

[http://www.hiab.com/forklifts/moffett-kooi, noviembre 2005]

[http://www.neuson.com/HTML/Pages/ES/startDE.asp, octubre 2005]

[http://www.nissanforklift.com/, octubre 2005]

[http://www.ompimespo.it/default.php?t=site&lang=ES, noviembre 2005]

[http://www.omegalift.net/products.html, octubre 2005]

[http://www.officinepiccini.it/IndexSp.htm, octubre 2005]

[http://www.royaltractor.com/lift_trucks.html, octubre 2005]

[http://www.samuk.net/, noviembre 2005]

[http://www.still.es/, octubre 2005]

[http://www.taylorbigred.com, octubre 2005]

[http://www.tcmforklifts.com/, octubre 2005]

[http://www.terex.com/, octubre 2005]

[http://www.thwaitesdumpers.co.uk, octubre 2005]

[http://www.winget.co.uk, noviembre 2005]

[http://www.yale-europe.com, octubre 2005]

Estudio de mercado: bases de datos.

[http://www.hoovers.com/freeuk/tools/bcl/, noviembre 2005]

[http://www.wvb.com/, noviembre 2005]

[http://es01.kompass.com/, noviembre 2005]

[http://www.corporateinformation.com/, noviembre 2005]

[http://partners.dnbsearch.com/cgi-bin/writer.cgi/index.htm/BKELLYSEARCH, noviembre 2005]

[http://www.duport.co.uk/index.htm, noviembre 2005]

[http://sabi.bvdep.com/cgi/template.dll?user=ipaddress&product=27, noviembre 2005]

- Artículos.

Charles R. Yengst, *Site dumpers may become a sight in North America - Trendlines - articulated dump truck,* novembre 2002.
[http://www.findarticles.com/p/articles/mi_m0FZX/is_11_68/ai_94768493, octubre 2005]

China Daily, *Toyota wants to raise forklift sales,* noviembre 2003. [http://www.chinadaily.com.cn/en/doc/2003-11/20/content_283021.htm, octubre 2005]

Definición de las especificaciones

-RIBA, CARLES, *Disseny de màquines V. Metodología*, Edicions UPC, 2002.

Diseño de detalle

-FAIRES, VIRGIL MORING, *Diseño de elementos de máquinas*, México: Editorial Limusa S.A. de C.V. grupo Noriega editores, 1998.

-HICKS, T.G. *Manual Práctico de cálculos de ingeniería*, España: Editorial Reverté, S.A. 1983.

-DUDLEY, DARLE W. *Manual de engranajes*, Mexico: Cia. Editorial Continental, S.A. 1983.

Elaboración de los planos

-RODRÍGUEZ DE ABAJO, F.J., GALÁRRAGA ASTIBIA, ROBERTO, *Normalización del dibujo industrial,* Ed. Donostriarra, 1993.