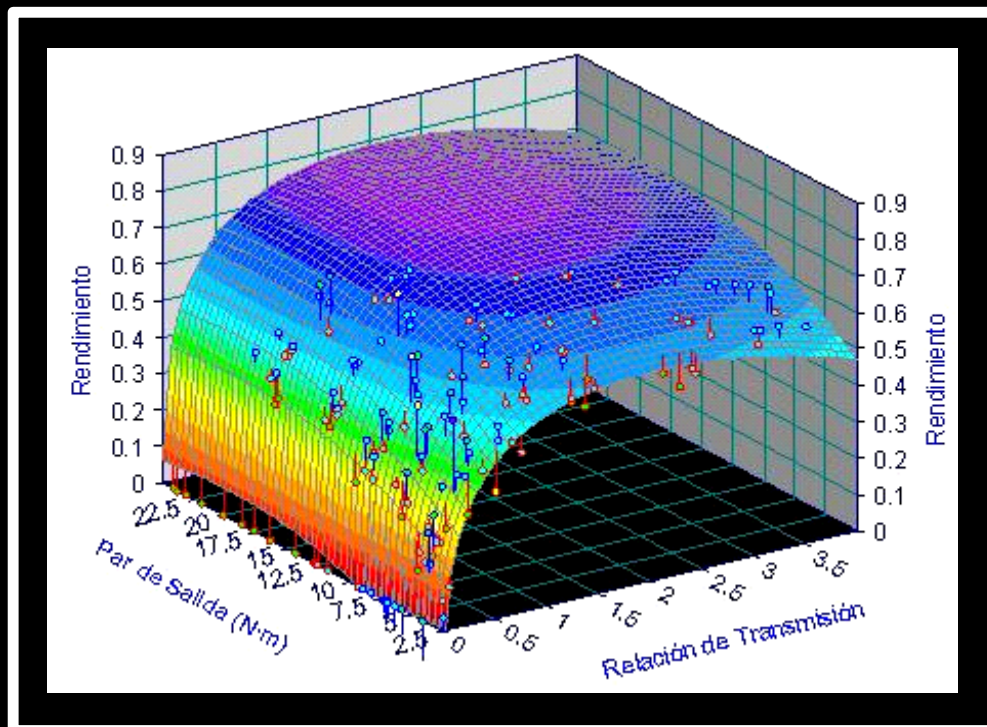


Desarrollo de un sistema de transmisión inercial continuamente variable para automoción

Gabriel Centeno Báez



TESIS DOCTORAL



Desarrollo de un sistema de transmisión inercial continuamente variable para automoción

Fdo.: Francisco García Benítez

Director de la Tesis

Fdo.: Gabriel Centeno Báez

Doctorando

Marzo 2010

TESIS DOCTORAL

Gabriel Centeno Báez

TESIS DOCTORAL

Desarrollo de un sistema de transmisión inercial
continuamente variable para automoción

Presentada por:

Gabriel Centeno Báez
Ingeniero Industrial

Dirigida por:

Francisco García Benítez
Dr. Ingeniero Industrial

Marzo 2010

Departamento de Ingeniería Mecánica y de los Materiales
Ingeniería e Infraestructura de los Transportes
Escuela Superior de Ingenieros
Universidad de Sevilla

UNIVERSIDAD DE SEVILLA

*A mis padres,
Gabriel y Rosario*

Agradecimientos

A Francisco García Benítez por ser la persona que me dio la oportunidad de iniciarme en la investigación. Por ofrecerme después la posibilidad de realizar una tesis doctoral dentro de su grupo de investigación. Por haberme brindado en todo momento a lo largo de estos años su confianza y su apoyo.

A mis padres, a los cuales dedico esta tesis, por el afecto y la dedicación que me han proporcionado siempre a lo largo de toda mi formación, tanto en los buenos como en los malos momentos.

A toda mi familia, porque sin su afecto y cariño, todo sería mucho más complicado.

Al profesor Michael Butsch por permitirme realizar una estancia de tres meses en la HTWG - Konstanz, University of Applied Sciences, donde pude adquirir nuevos y valiosos conocimientos no solo sobre transmisiones, sino también sobre la vida.

A todos los compañeros del grupo de Ingeniería e Infraestructura de los Transportes, a los que siguen y a los que se fueron, por su compañía todos estos años.

A mis nuevos compañeros del grupo de Ingeniería de los Procesos de Fabricación, por su paciencia, apoyo y comprensión, lo cual me permitió dedicar el tiempo necesario a la escritura de esta tesis doctoral.

A todos mis amigos.

Gracias

Abstract

In this PhD Thesis a power transmission system applicable to vehicles is described. It consists of an oscillating, ratcheting-type, continuously-variable transmission system (CVT) governed by an inertia mechanism. The inertia regulating mechanism adds an additional degree of freedom and this gives the system a dynamic character. The transmission consists of three different sub-systems. The first of these converts the rotation of the engine or motor into an oscillating angular velocity movement and regulates the amplitude of this movement. The oscillating rotation from the first sub-system is used to drive a second sub-system, which acts as a regulating device by means of an inertial mechanism. The oscillating movement at the output of the second sub-system is rectified in the third, resulting in a unidirectional angular velocity. As a result, a unidirectional torque is generated at the output of the CVT, commensurate with the operating condition of the transmission, and this is capable of overcoming a torque resistance.

The main objectives of this PhD Thesis are enumerated below in chronological order:

- *Transmission prototype positioning on a test bench.*
- *Testing of the transmission system prototype.*
- *Analysis of the results and characterisation of the transmission system.*
- *Modification of the transmission system.*
- *Computational parametric model and simulations.*
- *Computational operation of the optimised transmission system*

ÍNDICE

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	1
1.1 Transmisiones Continuas variables	1
1.1.1 CVT frente a convertidor de par.....	2
1.1.2 CVT Cinemática frente a CVT Dinámica.	2
1.2 Estado del arte	3
1.3 Objetivos	7
CAPÍTULO 2: SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DINÁMICOS	9
2.1 Introducción	9
2.2 Origen de las transmisiones dinámicas	10
2.2.1 Primeros sistemas dinámicos de transmisión	10
2.2.2 Convertidor de Par de George Constantinesco.....	11
2.3 Clasificación de los sistemas dinámicos de transmisión	14
2.3.1 Transmisiones dinámicas inerciales	15
2.3.2 Transmisiones dinámicas giroscópicas.....	19
2.3.3 Otros tipos de transmisiones dinámicas.....	21
CAPÍTULO 3: PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	23
3.1 Introducción	23
3.2 Principio de funcionamiento y subsistemas constituyentes	24
3.2.1 Mecanismo de regulación inercial.....	24
3.2.2 Mecanismo de rectificación de movimientos	27
3.2.3 Mecanismo de Accionamiento	28
3.3 Modos de Funcionamiento del Sistema de Transmisión	30
3.3.1 Primer modo de funcionamiento.	31
3.3.2 Segundo modo de funcionamiento	32
3.3.3 Tercer modo de funcionamiento.....	32
3.4 Esquema de funcionamiento	33
3.5 Análisis computacional	35
3.5.1 Modelo computacional	35
3.5.2 Respuesta del modelo computacional.....	35
3.6 Conclusiones	41

CAPÍTULO 4: ENSAYO DEL PROTOTIPO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	43
4.1 Introducción	43
4.2 Prototipo del sistema de transmisión	43
4.3 Banco de Ensayos	45
4.3.1 Características generales del banco de ensayo	45
4.3.2 Condiciones externas del sistema de transmisión	46
4.3.3 Sistema de adquisición de datos	47
4.3.4 Procesado de las señales obtenidas.....	48
4.4 Obtención de resultados para un ensayo.....	50
4.4.1 Velocidad angular y par en el eje de entrada.....	50
4.4.2 Velocidad angular y par en el eje de salida	52
4.4.3 Potencias de entrada y de salida	53
4.4.4 Relación de transmisión	57
4.4.5 Rendimiento del sistema de transmisión	58
4.4.6 Valores medios de las variables.....	58
4.5 Conclusiones.....	59
 CAPÍTULO 5: RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS SERIES DE ENSAYO .	 61
5.1 Introducción	61
5.2 Series de ensayo	61
5.2.1 Rango de ensayo	62
5.2.2 Valor medio de las variables en cada ensayo	63
5.3 Resultados obtenidos	65
5.3.1 Relación de transmisión	65
5.3.2 Rendimiento del sistema de transmisión	66
5.3.3 Extrapolación de los resultados obtenidos.....	70
5.4 Conclusiones.....	73
 CAPÍTULO 6: MODIFICACIONES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	 75
6.1 Introducción	75
6.2 Nuevo mecanismo de accionamiento	75
6.2.1 Descripción del mecanismo de partida.....	77
6.2.2 Modificación del mecanismo de partida.....	78
6.2.3 Uso del mecanismo de accionamiento como reductor	79
6.3 Evolución de la señal oscilatoria	81
6.3.1 Mecanismo manivela - balancín	81

6.3.2	Disposición de las bielas del mecanismo de accionamiento	82
6.3.3	Señal generada por el doble mecanismo manivela – balancín	84
6.4	Conclusiones.....	88
CAPÍTULO 7: MODELO PARAMÉTRICO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN		91
7.1	Introducción.....	91
7.2	Modelo computacional	92
7.2.1	Modelado del mecanismo de accionamiento.....	92
7.2.2	Modelado del mecanismo inercial.....	96
7.2.3	Modelado del mecanismo rectificador	98
7.2.4	Modelo del sistema de transmisión completo.....	100
7.3	Entradas del modelo computacional.....	100
7.3.1	Motor eléctrico	101
7.3.2	Motor de combustión interna.....	102
7.3.3	Par resistente.....	105
7.4	Modelo inicial.....	106
7.5	Conclusiones.....	109
CAPÍTULO 8: ESTUDIO PARAMÉTRICO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN		111
8.1	Introducción.....	111
8.2	Influencia de los parámetros	112
8.2.1	Longitud de la corona.....	112
8.2.2	Radio exterior de la corona.....	114
8.2.3	Inercia de la corona.....	115
8.2.4	Relación entre radios de planeta y satélites.....	117
8.2.5	Relación entre el piñón 4 y el piñón 6	119
8.2.6	Multiplicación o reducción a la salida.....	121
8.2.7	Reducción en el mecanismo de accionamiento	124
8.3	Modificaciones del sistema de transmisión	125
8.3.1	Inercia de la corona.....	126
8.3.2	Relación entre radios de planeta y satélites	130
8.3.3	Relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6	135
8.3.4	Multiplicación o reducción a la salida.....	138
8.3.5	Reducción en el mecanismo de accionamiento	142
8.4	Conclusiones.....	142

CAPÍTULO 9: PRESTACIONES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	143
9.1 Introducción	143
9.2 Prestaciones requeridas al sistema de transmisión	143
9.2.1 Par generado en ralentí	144
9.2.2 Aceleración de 0 a 100 <i>km/h</i>	145
9.2.3 Velocidad máxima alcanzable	147
9.2.4 Pendiente máxima superable	150
9.3 Otras simulaciones del sistema de transmisión.....	151
9.3.1 Respuesta frente a distintas pendientes de la carretera.....	152
9.3.2 Variación de la admisión del motor.....	153
9.3.3 Variación de la velocidad del vehículo.....	155
9.3.4 Cambio de pendiente de la carretera.....	157
9.3.5 Máximo par generado por el sistema de transmisión	158
9.4 Conclusiones.....	159
CAPÍTULO 10: CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS.....	161
10.1 Conclusiones.....	161
10.2 Desarrollos futuros	163
CAPÍTULO 11: CONCLUSIONS AND FUTURE DEVELOPMENTS	165
11.1 Conclusions	165
11.2 Future Developments	167
NOMENCLATURA	169
BIBLIOGRAFÍA	171
APÉNDICE A: DINÁMICA LONGITUDINAL DE VEHÍCULOS	179
APÉNDICE B: PROGRAMAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS Y TRATAMIENTO DE SEÑALES.....	189
APÉNDICE C: VALORES MEDIOS DE LAS VARIABLES PARA CADA SERIE DE ENSAYOS REALIZADA.....	201
APÉNDICE D: ESTUDIO PARAMÉTRICO	209
PUBLICACIONES.....	221

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Transmisión de relaciones fijas frente a CVT	1
Figura 2. Multitronic CVT de Audi.....	4
Figura 3. Xtronic CVT de Nissan.....	4
Figura 4. CVT tipo V-belt	5
Figura 5. IVT	6
Figura 6. Sistema de transmisión de Hunt.....	10
Figura 7. Stand de Constantinesco en el <i>Paris Motor Show</i> de 1926.....	12
Figura 8. Esquema inicial del convertidor de par de Constantinesco.....	13
Figura 9. Mecanismo de Chalmers	16
Figura 10. Sistemas de transmisión de Tam (izquierda) y Fernandez (derecha).....	16
Figura 11. Convertidor de Par de Wallace	17
Figura 12. Convertidor de Par de Shea.....	17
Figura 13. Convertidor de Par de Williams	18
Figura 14. Sistemas de transmisión de Williams et al (izquierda) y Lester (derecha) ...	19
Figura 15. Transmisión continuamente variable giroscópica	20
Figura 16. Transmisión continuamente variable giroscópica.....	20
Figura 17. Transmisión continuamente variable hidráulica	21
Figura 18. Transmisión continuamente variable de Antonov.....	22
Figura 19. Reductor epicicloidal invertido	25
Figura 20. Respuesta de la corona ante la aceleración del porta satélites con planeta bloqueado	25
Figura 21. Par generado en el planeta.....	26
Figura 22. Rectificador de movimientos	27
Figura 23. Velocidad angular en el eje de salida.....	28
Figura 24. Variación de la amplitud de la velocidad angular en función del radio de la manivela.....	29
Figura 25. Mecanismo de accionamiento	29
Figura 26. Evolución de las velocidades angulares en los elementos del tren epicicloidal	30

Figura 27. Evolución de las potencias en los elementos del tren epicicloidal.....	31
Figura 28. Esquema del sistema de transmisión.....	33
Figura 29. Modelo computacional de la transmisión en <i>ADAMS View</i>	35
Figura 30. Aceleración a máximo nivel de admisión del motor.....	36
Figura 31. Aceleración para distintos niveles de admisión del motor.....	37
Figura 32. Aceleración para distintas pendientes de la carretera a máxima admisión del motor.....	38
Figura 33. Esquema del prototipo.....	44
Figura 34. Prototipo del sistema de transmisión	44
Figura 35. Banco de ensayos del prototipo	46
Figura 36. Programa del sistema de adquisición de datos.....	48
Figura 37. Esquema de programas de procesamiento de datos	49
Figura 38. Velocidad angular en el eje de entrada	50
Figura 39. Par en el eje de entrada.....	51
Figura 40. Velocidad angular en el eje de salida.....	52
Figura 41. Par resistente en el eje de salida.....	53
Figura 42. Velocidad angular y par en el eje de entrada	54
Figura 43. Potencia en el eje de entrada	55
Figura 44. Velocidad angular y par en el eje de salida.....	55
Figura 45. Potencia en el eje de salida	56
Figura 46. Potencias de entrada y de salida.....	57
Figura 47. Relación de transmisión	58
Figura 48. Relación de Transmisión frente a Par de Salida.....	65
Figura 49. Rendimiento frente a Par de Salida.....	66
Figura 50. Rendimiento frente a Relación de Transmisión.....	68
Figura 51. Valores de referencia para el rendimiento de sistemas de transmisión.....	69
Figura 52. Rendimiento frente a Relación de Transmisión y Par de Salida.....	71
Figura 53. Mecanismo de accionamiento de partida	77
Figura 54. Mecanismo de accionamiento	78
Figura 55. Configuración del prototipo	80
Figura 56. Configuración con el nuevo mecanismo rectificador	80
Figura 57. Configuración del mecanismo manivela - balancín.....	83
Figura 58. Configuración del doble mecanismo manivela - balancín	83
Figura 59. Modelo del mecanismo de accionamiento en <i>ADAMS View</i>	85

Figura 60. Configuración geométrica con balancín de radio 40 mm.....	85
Figura 61. Evolución de la velocidad angular con balancín de radio 40 mm	86
Figura 62. Configuración geométrica con balancín de radio 60 mm.....	86
Figura 63. Evolución de la velocidad angular con balancín de radio 80 mm	87
Figura 64. Configuración geométrica con balancín de radio 80 mm.....	87
Figura 65. Evolución de la velocidad angular con balancín de radio 60 mm	88
Figura 66. Posicionamiento de los piñones en el modelo.....	93
Figura 67. Modelo completo del mecanismo rectificador en <i>ADAMS View</i>	93
Figura 68. Representación de <i>revolute joint</i> en <i>ADAMS View</i>	94
Figura 69. Representación de <i>fixed joint</i> en <i>ADAMS View</i>	94
Figura 70. Representación de un engranaje (<i>gear</i>) en <i>ADAMS View</i>	95
Figura 71. Representación de un acoplador (<i>coupler</i>) en <i>ADAMS View</i>	95
Figura 72. Modelo del mecanismo inercial en <i>ADAMS View</i>	97
Figura 73. Modelo completo del mecanismo rectificador en <i>ADAMS View</i>	98
Figura 74. Función <i>step</i> de diodos positivo (izquierda) y negativo (derecha)	99
Figura 75. Modelo completo del mecanismo rectificador en <i>ADAMS View</i>	100
Figura 76. Par oscilante en el eje de entrada	101
Figura 77. Evolución de la velocidad angular del eje de entrada	102
Figura 78. Curvas de par y potencia de un motor de combustión interna	103
Figura 79. Velocidad de giro del motor de combustión para baja y alta inercia.....	104
Figura 80. Velocidad angular en el eje de entrada (izq.) y par resistente en el eje de salida (dcha.).....	106
Figura 81. Velocidad angular de salida del mecanismo de accionamiento	107
Figura 82. Evolución de las velocidades angulares de los elementos del mecanismo inercial	108
Figura 83. Velocidad angular en el eje de salida de la transmisión.....	108
Figura 84. Par soportado por las ruedas libres.....	109
Figura 85. Variación de la longitud de la corona	113
Figura 86. Evolución de la velocidad media de salida con la longitud de la corona....	113
Figura 87. Variación del radio exterior de la corona.....	114
Figura 88. Evolución de la velocidad media de salida con el radio exterior de la corona	115
Figura 89. Evolución de la velocidad media de salida con la inercia de la corona	116
Figura 90. Variación del radio exterior de la corona.....	117

Figura 91. Evolución de la velocidad media de salida con la relación de radios de planeta y satélite	118
Figura 92. Variación de la relación entre los radios del piñón 4 y del piñón 6.....	119
Figura 93. Variación de la amplitud con la relación entre los radios del piñón 4 y del piñón 6	120
Figura 94. Evolución de la velocidad media de salida con la relación de radios de piñones 4 y 6.....	120
Figura 95. Variación de la relación en el engranaje de salida.....	122
Figura 96. Evolución de la velocidad media de salida con la relación del engranaje de salida.....	122
Figura 97. Aumento de par en los diodos con la relación del engranaje de salida.....	123
Figura 98. Variación de la reducción en el mecanismo de accionamiento.....	124
Figura 99. Evolución de la velocidad media de salida con la relación del engranaje de salida	125
Figura 100. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para par resistente de $20 N\cdot m$	127
Figura 101. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para par resistente de $50 N\cdot m$	128
Figura 102. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para par resistente de $100 N\cdot m$	129
Figura 103. Potencias transmitidas con inercia de $0,5 kg\cdot m^2$	130
Figura 104. Velocidad media de salida frente a radio ficticio del planeta a par resistente de $20 N\cdot m$	131
Figura 105. Velocidad media de salida frente a radio ficticio del planeta a par resistente de $50 N\cdot m$	132
Figura 106. Velocidad media de salida frente a radio ficticio del planeta a par resistente de $100 N\cdot m$	132
Figura 107. Velocidad media de salida frente a radio ficticio del planeta a par resistente de $150 N\cdot m$	133
Figura 108. Velocidad media de salida frente a radio ficticio del planeta a par resistente de $200 N\cdot m$	133
Figura 109. Respuesta para radio del planeta de $1,6 cm$ a par resistente de $100 N\cdot m$..	135
Figura 110. Velocidad media de salida frente a radio del piñón 4 a par resistente de $100 N\cdot m$	136

Figura 111. Velocidad media de salida frente a radio del piñón 4 a par resistente de 200 $N\cdot m$	136
Figura 112. Velocidad media de salida para radio del piñón 4 de 4 cm a par resistente de 100 $N\cdot m$	137
Figura 113. Velocidad media de salida respecto a par resistente para velocidad de entrada 1000 rpm	139
Figura 114. Velocidad media de salida respecto a par resistente para velocidad de entrada 3000 rpm	139
Figura 115. Velocidad media de salida respecto a par resistente para velocidad de entrada 4500 rpm	140
Figura 116. Velocidad media de salida respecto a par resistente para velocidad de entrada 6000 rpm	140
Figura 117. Respuesta frente al tiempo con par resistente real a velocidad de entrada 4500 rpm	141
Figura 118. Velocidad de entrada al ralenti de 1000 rpm	144
Figura 119. Evolución del par de salida al ralenti	145
Figura 120. Velocidad del eje entrada para aceleración máxima de 0 a 100 km/h	146
Figura 121. Evolución del la velocidad del vehículo para aceleración máxima de 0 a 100 km/h	147
Figura 122. Velocidad angular del eje entrada frente al tiempo a máximo régimen....	148
Figura 123. Velocidad máxima alcanzada por el vehículo.....	149
Figura 124. Máximo par soportado por las ruedas libres	149
Figura 125. Respuesta de la transmisión a régimen máximo para pendiente del 60%. 151	
Figura 126. Velocidad del motor a régimen máximo para distintas pendientes.....	152
Figura 127. Velocidad del motor a régimen máximo para distintas pendientes.....	153
Figura 128. Velocidad del motor para distintos niveles de admisión.....	154
Figura 129. Respuesta del vehículo para distintos niveles de admisión.....	155
Figura 130. Aceleración del vehículo de 50 a 100 km/h	156
Figura 131. Aceleración del vehículo de 90 a 120 km/h	157
Figura 132. Respuesta del vehículo ante un cambio de pendiente de la carretera	157
Figura 133. Par máximo generado por el sistema de transmisión	158
Figura 134. Esquema de fuerzas que actúan sobre el vehículo	179
Figura 135. Valores de referencia para el coeficiente de fricción del neumático con la carretera	181

Figura 136. Valores del coeficiente aerodinámico y el área frontal para distintos vehículos.....	182
Figura 137. Par resistente para cada velocidad angular a aceleración del vehículo y pendiente nulas	185
Figura 138. Par resistente para cada velocidad del vehículo a aceleración y pendiente nulas	186
Figura 139. Par resistente para cada velocidad con pendiente del 10 %.....	186
Figura 140. Par resistente frente a velocidad angular en un proceso de aceleración de 0 a 100 <i>km/h</i>	187
Figura 141. Par resistente frente a velocidad angular en un proceso de aceleración de 0 a 100 <i>km/h</i>	188
Figura 142. Programa de <i>LabVIEW</i> : Diagrama de bloques bucle <i>False</i>	199
Figura 143. Programa de <i>LabVIEW</i> : Diagrama de bloques bucle <i>True</i>	200
Figura 144. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para entrada a 1000 <i>rpm</i>	210
Figura 145. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para entrada a 3000 <i>rpm</i>	211
Figura 146. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para entrada a 4500 <i>rpm</i>	211
Figura 147. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para entrada a 6000 <i>rpm</i>	212
Figura 148. Potencia transmitida frente al radio del planeta para par resistente de 50 <i>N·m</i>	213
Figura 149. Potencia transmitida frente al radio del planeta para par resistente de 100 <i>N·m</i>	213
Figura 150. Potencia transmitida frente al radio del planeta para par resistente de 150 <i>N·m</i>	214
Figura 151. Potencia transmitida frente al radio del planeta para par resistente de 200 <i>N·m</i>	214
Figura 152. Respuesta frente a par resistente para distintas velocidades de entrada....	215
Figura 153. Potencia transmitida frente a par resistente para distintas velocidades de entrada.....	216
Figura 154. Potencia transmitida frente al radio del piñón 4 para par resistente de 100 <i>N·m</i>	217

Figura 155. Potencia transmitida frente al radio del piñón 4 para par resistente de 200 $N\cdot m$	217
Figura 156. Respuesta frente relación de salida a par resistente de 20 $N\cdot m$	218
Figura 157. Respuesta frente relación de salida a par resistente de 50 $N\cdot m$	219
Figura 158. Respuesta frente relación de salida a par resistente de 100 $N\cdot m$	219

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Correspondencia entre frecuencia del variador y velocidad angular media de entrada.....	47
Tabla 2. Valores de tensión de excitación del freno electromagnético (V).....	47
Tabla 3. Valores medios de las variables para un ensayo	59
Tabla 4. Rango de ensayos de cada serie.....	62
Tabla 5. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 1	64
Tabla 6. Parámetros de la correlación	71
Tabla 7. Extrapolación del rendimiento medio frente a relación de transmisión y par de salida	72
Tabla 8. Tamaño inicial de los piñones	81
Tabla 9. Tamaño inicial de los elementos del tren epicicloidal.....	97
Tabla 10. Relaciones entre el radio de planeta y satélite.....	117
Tabla 11. Relaciones entre los radios del piñón 4 y del piñón 6	119
Tabla 12. Relaciones en el engranaje de salida	122
Tabla 13. Frecuencias máximas de indexación correspondientes a cada valor de reducción	124
Tabla 14. Relaciones entre el radio de planeta y satélite.....	130
Tabla 15. Relaciones de reducción del epicicloidal <i>PG251</i> del fabricante <i>SOM</i>	134
Tabla 16. Relaciones en el engranaje de salida	138
Tabla 17. Características del vehículo	184
Tabla 18. Valores de los parámetros de la expresión de par resistente	184
Tabla 19. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 1	202
Tabla 20. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 2	204
Tabla 21. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 3	205
Tabla 22. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 4.....	207
Tabla 23. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 5.....	208

CAPÍTULO 1:

INTRODUCCIÓN

1.1 Transmisiones Continuamente variables

Las transmisiones de relaciones fijas, ya sean de accionamiento manual o automático, cuentan con un número discreto de relaciones de transmisión o marchas. En contraposición a estas transmisiones convencionales, en una transmisión continuamente variable o CVT (ver Figura 1) la relación de transmisión entre los ejes de entrada y salida puede variarse de forma progresiva en un determinado intervalo de relaciones posibles. La posibilidad de disponer de un número ilimitado de relaciones de transmisión nos proporciona un parámetro añadido para poder optimizar una o varias variables del vehículo. Se podría así con una determinada variación de la relación de transmisión conseguir condiciones ya sea de elevada potencia, de bajo consumo o de una relación de compromiso entre ambas variables.

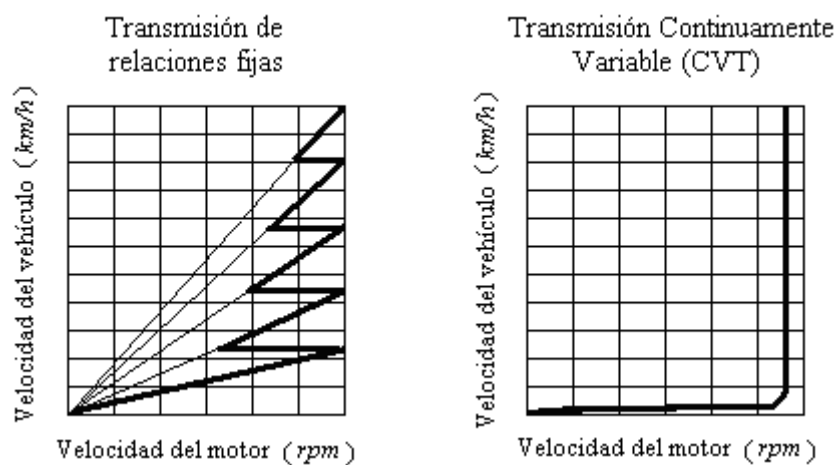


Figura 1. Transmisión de relaciones fijas frente a CVT

1.1.1 CVT frente a convertidor de par.

Por definición, un convertidor de par es un sistema de transmisión de movimiento que, accionado a una determinada velocidad angular en el eje de entrada, proporciona en el eje de salida una velocidad angular y un par que dependen de los requerimientos a los que se encuentre sometido dicho eje de salida. En general, un convertidor de par es susceptible de ser utilizado como transmisión continuamente variable, debiéndose añadir para ello un elemento de regulación. Si se accionase ese conjunto, formado por un elemento de regulación y un convertidor de par, por ejemplo, por un motor eléctrico a velocidad constante, el elemento de regulación podría variar de forma progresiva un determinado parámetro de entrada, mientras que el convertidor de par regularía la señal en su eje de entrada para proporcionar un determinado par y una determinada velocidad angular en su eje de salida, que sería a su vez el eje de salida del conjunto.

De esta forma se expone la diferenciación entre convertidor de par y transmisión continuamente variable, justificándose que a partir de un convertidor de par, añadiendo un elemento de regulación, se puede obtener una transmisión de este tipo. Una exposición más detallada sobre este tema se desarrolla en el siguiente capítulo, donde se muestran ejemplos de ambos tipos de sistemas de transmisión.

1.1.2 CVT Cinemática frente a CVT Dinámica.

Una posible clasificación establece dos grandes grupos de transmisiones continuamente variables, las de tipo cinemático y las de tipo dinámico. En una CVT cinemática, el cambio progresivo de la relación de transmisión se realiza actuando sobre un determinado elemento, quedando la relación de transmisión fijada en un determinado valor tras realizarse dicha actuación y debiéndose actuar de nuevo sobre el elemento para variarla. Por su parte, en una CVT de tipo dinámico, además de poder actuarse sobre un elemento de regulación cinemático la relación de transmisión depende también de las condiciones externas a las que se encuentra sometida la transmisión, esto es, la relación de transmisión vendrá dada, además de por las características cinemáticas, por variables como la velocidad que se tenga en el eje de entrada o el par resistente que se ejerza en el eje de salida.

En la mayoría de las transmisiones de tipo dinámico un elemento inercial ejerce las funciones de un convertidor de par. Las fuerzas inerciales que actúan sobre dicho elemento generan un momento angular en el eje de salida, transmitiéndose un movimiento oscilatorio a dicho eje. Es necesario por tanto para el funcionamiento de este tipo de CVTs dinámicas inerciales y oscilantes el uso de un mecanismo rectificador a la salida basado en ruedas libres u otro tipo de diodos mecánicos.

Las transmisiones continuamente variables en general, y las de tipo dinámico en particular, tienen una serie de ventajas entre las que destacan la disminución del consumo del motor que las acciona, la mejora de rendimiento del sistema de transmisión completo y la mejora del confort de conducción. Durante mucho tiempo se abandonó el desarrollo de este tipo de transmisiones. Sin embargo, la coyuntura socioeconómica y medioambiental en la que nos encontramos inmersos en este nuevo siglo - escasez de combustibles fósiles, calentamiento global, mayor control y aumento de las sanciones que obligan a circular a velocidades moderadas, importancia de la seguridad, confort de la conducción en las redes cada día más congestionadas, etc.- vuelven a despertar el interés en los desarrollos de estas transmisiones.

1.2 Estado del arte

En la actualidad algunos de los fabricantes de automóviles más importantes del mundo han retomado el uso de las transmisiones continuamente variables en sus vehículos. Este es el caso de la Multitronic CVT de Audi (ver Figura 2), la Xtronic CVT de Nissan (ver Figura 3) y las CVTs desarrolladas por Honda entre otras. Dentro de este contexto de desarrollo del uso industrial de este tipo de transmisiones juegan un papel clave la investigación y desarrollo de las mismas. Es aquí donde toma relevancia el estudio de este tipo de transmisiones en centros tecnológicos y universitarios, que den lugar a documentos de investigación como las tesis doctorales de Akehurst (2001), Pérez (2010) o la presente tesis, así como gran la cantidad de artículos publicados al respecto.

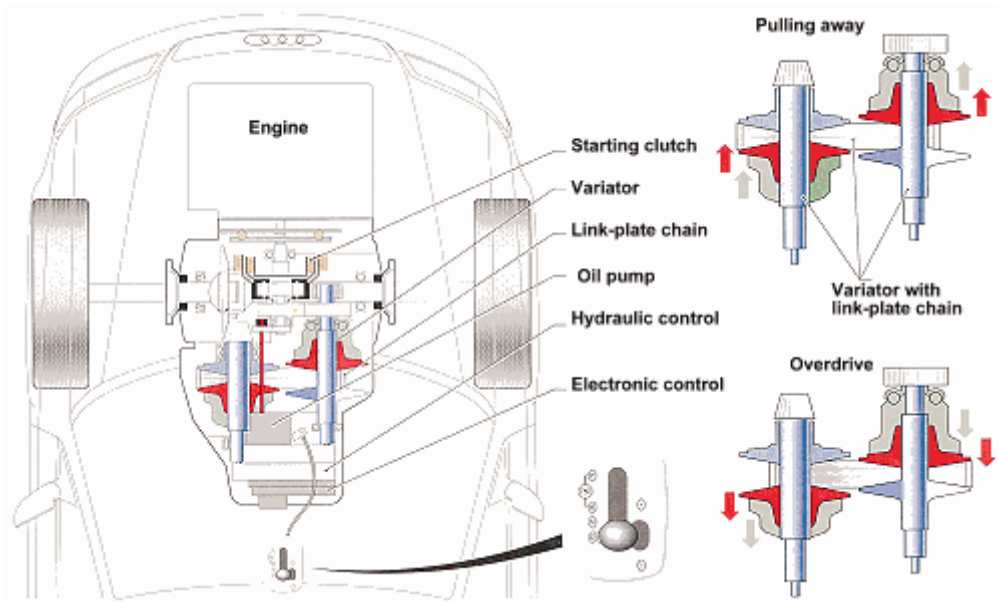


Figura 2. Multitronic CVT de Audi

(Fuente: www.sae.org)



Figura 3. Xtronic CVT de Nissan

(Fuente: <http://www.nissan-global.com>)

En algunos casos el uso de la transmisión se puede combinar con un motor híbrido, con una clara finalidad de ahorro de combustible y de disminución de impacto ambiental. Según un estudio del Massachusetts Institute of Technology (Heywood et al, 2004), los vehículos dotados de motores híbridos mejorarán en términos de eficiencia energética y emisiones a los dotados con células de combustible en el horizonte del año 2020. A este respecto, se realizan en la actualidad numerosos estudios y desarrollos de vehículos dotados de motores híbridos, como es el caso de Tomoyasu (2007) y Epshteyn (2007),

así como los trabajos de Park (2007), centrados en la determinación del punto óptimo de marcha para un vehículo con motor híbrido en serie y en paralelo. Además muchos fabricantes de la industria del automóvil desarrollan conceptos como el Metroproject quattro concept de Audi o realidades como el Chevrolet Volt (Automotive engineer, 2007). Esta coyuntura hace de la combinación en vehículos de motores híbridos con transmisiones continuamente variables una interesante línea de investigación presente y futura.

En los últimos años las investigaciones relacionadas con las CVTs se centraron en el diseño de nuevas transmisiones, así como en el control y variación de la relación de cambio de las mismas. Dentro de los tipos de CVTs más estudiados se encuentran las transmisiones continuamente variables basadas en el uso de correas y cadenas, y las transmisiones de tipo toroidal. Dentro de las transmisiones por correas y cadenas cabe destacar los trabajos sobre sistemas híbridos de transmisión de potencia (Sheu et al, 2006 y Sheu, 2007) y los estudios sobre rendimientos de CVTs tipo *V-belt* (ver Figura 4) realizados por Mantriota (2002) y Chen et al (1998). En lo referente a transmisiones de tipo toroidal se han desarrollado investigaciones entre las que destacan estudios sobre los rendimientos y ahorro de combustible realizados por Fuchs et al (2004) o análisis de la dinámica y la estabilidad de transmisiones de este tipo de Zhang et al (2004). Otros estudios se centran en el consumo de combustible y el flujo óptimo de potencias de sistemas de transmisión continuamente variable, como sucede en Mantriota (2005) y en Bottiglione et al (2008) respectivamente.

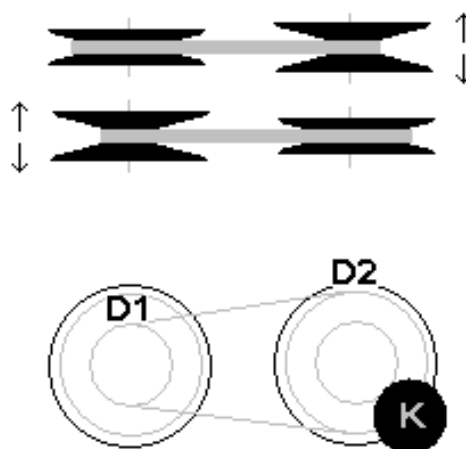


Figura 4. CVT tipo V-belt
(Fuente: <http://cvt.com.sapo.pt>)

Los avances referentes a CVTs de tipo *rolling traction drives* se muestran en el *review* de Akehurst et al (2006), donde se analizan factores como el diseño y la optimización de este tipo de CVTs. Dentro de los estudios realizados para CVTs de este tipo destacan los recientes trabajos de Kim et al (2008), donde se estudian los micro deslizamientos que se producen en las áreas de contacto de los rodillos y se proponen soluciones de diseño a este problema.

Otro tipo importante de CVTs lo componen los sistemas oscilantes (*oscillating systems*). Esta familia de transmisiones se corresponde con transmisiones continuamente variables completamente mecánicas (*fully mechanical transmissions*) en las que un movimiento oscilante se convierte en un giro en un único sentido en el eje de salida de la transmisión. Los desarrollos más recientes de CVTs de tipo oscilante (*Ratcheting CVTs*) se deben a Pires (2001) con el modelo *Epilogics* y a Benítez et al (2002 y 2004), siendo esta última una transmisión infinitamente variable o IVT (ver Figura 5).

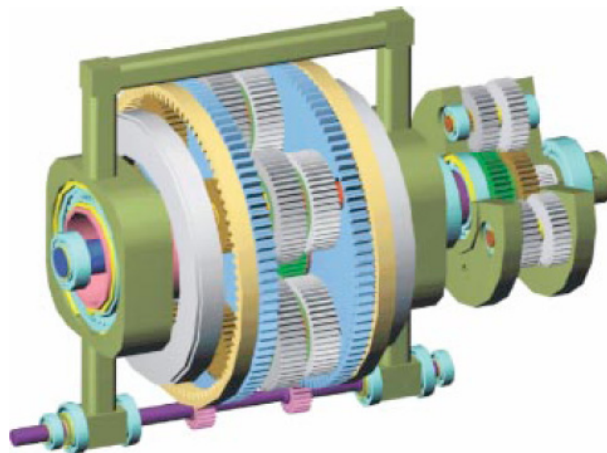


Figura 5. IVT

(Fuente: Benítez et al, 2004)

Otros estudios recientes relacionados con transmisiones continuamente variables se centran en temas concretos como la optimización del control de combustible en condiciones transitorias (Pffiffner et al, 2003), la elección automática de la relación de cambio mediante algoritmos de control digital (Ang et al, 2002), o el modelado y optimización de transmisiones CVT (Engelhardt et al, 2005).

Dentro de las CVTs oscilantes se encuentran los sistemas de transmisión oscilantes con regulación inercial. Estas CVTs oscilantes con sistemas de regulación inercial tienen su origen en los trabajos pioneros de Hunt (1912), en las que se presenta un tipo de sistema de transmisión con los principios de funcionamiento de transmisiones inerciales pero sin aplicación directa como CVT. La primera transmisión continuamente variable oscilante de tipo inercial de la que se tiene constancia tiene su origen en los trabajos de Constantinesco (1922 y posteriores), en los que se presentan transmisiones en las que se realiza una regulación de par mediante péndulos u otros elementos inerciales.

Las CVTs oscilantes con sistemas de regulación inercial se han desarrollado en menor medida en los últimos años. No obstante, cabe destacar desarrollos como los convertidores de par de Fernandez (1998) y Williams (1999), las transmisiones continuamente variables desarrolladas por Lester (2000 y 2008) o la transmisión continuamente variable dinámica con regulación inercial presentada en este estudio y patentada en Benítez et al (2008). Además, el concepto de sistema de transmisión inercial desarrollado en esta tesis doctoral tiene continuidad en otros trabajos de investigación como Pérez (2010), así como otras tesis doctorales que actualmente se están desarrollando en el seno del grupo de investigación.

1.3 Objetivos

Los objetivos fijados para esta tesis doctoral se enmarcan dentro de los proyectos de desarrollo de sistemas de transmisión continuamente variable con aplicación en vehículos automóviles llevados a cabo desde hace años por el Grupo de Ingeniería e Infraestructura de los Transportes de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla. En la actualidad, dichos proyectos tienen como finalidad el diseño, construcción y ensayo de transmisiones continuamente variables de tipo dinámico e inercial.

En lo concerniente a los objetivos concretos fijados para esta tesis doctoral, se enumeran a continuación los principales objetivos en orden cronológico:

- *Montaje del prototipo del sistema de transmisión en un banco de ensayos.* Este estudio partió de un prototipo construido del sistema de transmisión dinámico objeto de estudio.

Se debía montar el prototipo en un banco de ensayos construido al efecto e implementar un sistema de adquisición de datos para recoger la información necesaria procedente de los ensayos del prototipo.

- *Ensayo del prototipo de sistema de transmisión.* Esta fase consistía en establecer los criterios de ensayo así como en fijar una metodología de ensayo compatible con el sistema de adquisición y que a su vez permitiese obtener toda la información necesaria de cada ensayo realizado. Igualmente, se debería establecer una secuencia de ensayos sobre el mayor rango de funcionamiento posible que permitiese *a posteriori* un análisis detallado de los resultados obtenidos.

- *Análisis de los resultados obtenidos y caracterización del sistema de transmisión.* Una vez se recogiese toda la información obtenida de los ensayos realizados al prototipo del sistema de transmisión, se deberían analizar dichos resultados con el objetivo de obtener las evoluciones experimentales de las distintas variables de ensayo y poder así caracterizar el comportamiento del sistema.

- *Modificaciones del sistema de transmisión.* Una vez realizado el estudio experimental del prototipo, se decide realizar una serie de modificaciones en el sistema de partida, centradas principalmente en el mecanismo de accionamiento del sistema.

- *Modelo y estudio paramétrico del sistema de transmisión.* Ejecutadas las modificaciones previstas al sistema, se debería efectuar un modelo computacional paramétrico del sistema de transmisión completo. Se realizaría sobre dicho modelo un estudio en función de una serie de parámetros establecidos, que tendría por objeto establecer la influencia de cada uno de ellos en el comportamiento del sistema.

- *Prestaciones del sistema de transmisión.* Una vez consumado el estudio paramétrico y establecido el valor de cada uno de los parámetros característicos que condicionan el comportamiento del sistema de transmisión, se deberían realizar simulaciones con velocidades angulares de entrada y de pares resistentes a la salida correspondientes a la transmisión en un vehículo turismo, con el fin de comprobar las prestaciones que era capaz de proporcionar el sistema de transmisión.

CAPÍTULO 2:

SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DINÁMICOS

2.1 Introducción

En el capítulo de introducción se expuso una posible clasificación que establecía dos grupos de transmisiones continuamente variables, las de tipo cinemático y las de tipo dinámico. Como se explicó entonces, el elemento diferenciador de una transmisión continuamente variable de tipo dinámico es que, además de poder actuarse sobre un elemento de regulación cinemático, la relación de transmisión depende también de las condiciones externas a las que se encuentra sometida la transmisión, tales como la velocidad en el eje de entrada o el par resistente que se ejerza en el eje de salida.

Se expuso también que la mayoría de estas transmisiones de tipo dinámico comprenden un mecanismo inercial, o dinámico, el cual ejerce las funciones de un convertidor de par. Además, en las transmisiones de este tipo se transmitía un movimiento oscilatorio al eje de salida que hacía necesario el uso de un mecanismo rectificador basado en ruedas libres u otro tipo de diodos mecánicos, con el fin de convertir el movimiento oscilante en un giro en un único sentido.

En este capítulo se hace una revisión histórica de los sistemas de transmisión dinámicos desarrollados desde los comienzos del siglo pasado hasta la actualidad, realizándose para ello una diferenciación entre convertidores de par dinámicos o inerciales y transmisiones continuamente variables dinámicas completas.

2.2 Origen de las transmisiones dinámicas

2.2.1 Primeros sistemas dinámicos de transmisión

Como se expuso en el capítulo precedente, el origen de las transmisiones dinámicas se puede asociar a los trabajos pioneros de Hunt (1912 y posteriores), que desarrolló un sistema de transmisión basado en los principios de las transmisiones dinámicas (ver Figura 6), aunque dicho sistema no tenía aplicación directa como transmisión continuamente variable al no poseer un sistema de rectificación de movimientos basado en ruedas libres.

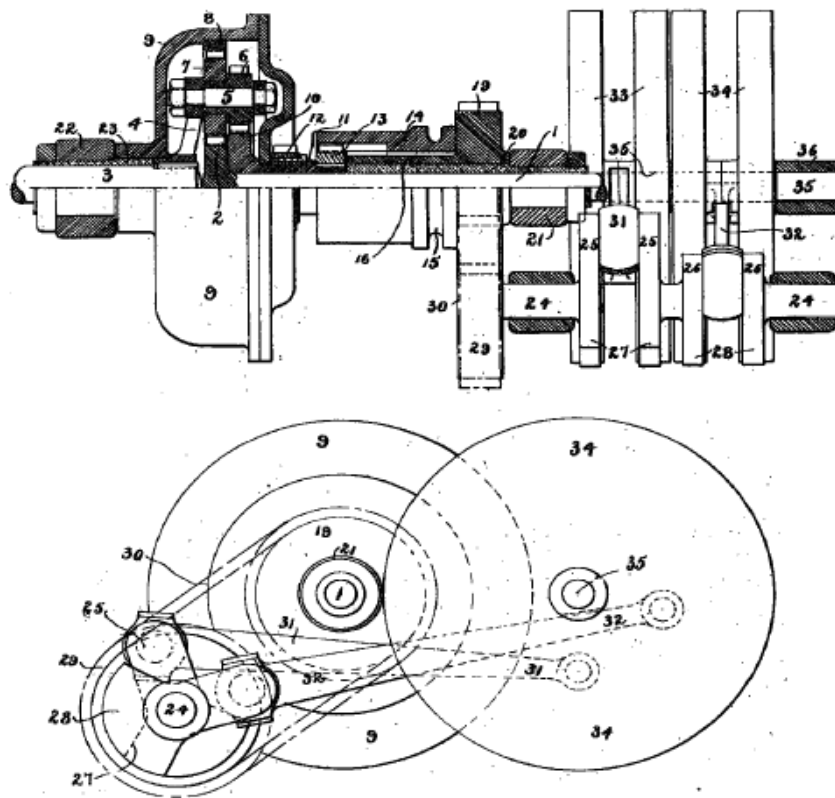


Figura 6. Sistema de transmisión de Hunt

(Fuente: Hunt, 1913)

La primera transmisión continuamente variable oscilante de tipo inercial de la que se tiene constancia tiene su origen en los trabajos de Constantinesco (1922 y posteriores), caracterizados porque se presentan sistemas de transmisión en los que se realiza una regulación de par mediante péndulos u otros elementos inerciales.

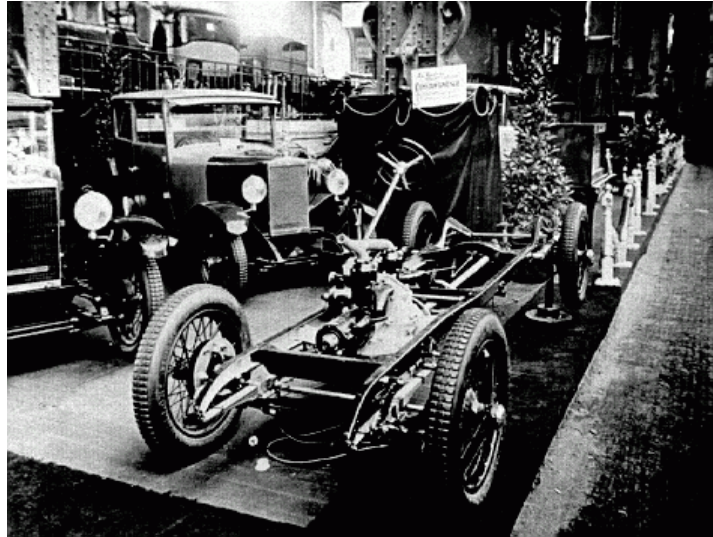
2.2.2 Convertidor de Par de George Constantinesco

De esta forma, el origen de la primera transmisión continuamente variable de tipo dinámico data de 1921, año en que el inventor rumano afincado en Londres, George Constantinesco, solicita en Gran Bretaña la patente en la que muestra por primera vez su convertidor de par (Constantinesco, 1922) como un método de mejora de la transmisión de potencia para ejes primarios de vehículos accionados mediante motores de combustión interna.

El modelo surge como solución matemática del análisis del problema expuesto, seguido de la representación gráfica de la solución obtenida. Entre los supuestos avances que introduciría este nuevo invento se encuentra una mejora de la eficiencia en relación con las transmisiones existentes, así como la capacidad de proporcionar los pares de salida necesarios para los distintos vehículos utilizando motores de menor potencia. También se eliminaría la necesidad del uso del embrague y se mejorarían, al no tener que realizar cambios de marchas, la suavidad, el confort y la facilidad de uso.

2.2.2.1 Reseña histórica

Durante toda la década de los años veinte del siglo pasado George Constantinesco promociona, en toda Europa primero y después en los Estados Unidos de América, el convertidor de par, a la vez que realiza mejoras en el mismo gracias a los esfuerzos que invierte en la investigación y el desarrollo del prototipo inicial. Realiza durante esos años distintos prototipos de transmisión, con el objetivo de utilizar el convertidor de par unido a un motor de baja cilindrada para propulsar un vehículo que tenga un precio asequible para la época, a la vez que un bajo consumo. Como ejemplo de los trabajos de Constantinesco en este sentido se tiene el automóvil presentado en el *Motor Show* de París de 1926 (ver Figura 7).



**Figura 7. Stand de Constantinesco en el *Paris Motor Show* de 1926
(Fuente: Constantinesco, 1989)**

Gracias a las expectativas creadas por el convertidor de par, General Motor obtiene en 1925 una opción preferente de compra sobre la patente de George Constantinesco, al barajar la posibilidad de hacer uso de la transmisión en los automóviles que fabrica la compañía. Tras no ejercerse dicha opción de compra una vez cumplidos los cuatro años establecidos en el contrato, comienzan los problemas económicos del inventor, que junto a otros problemas, tanto del mismo tipo como legales y personales, provocan el paulatino abandono del desarrollo del invento.

A pesar de los problemas citados que contribuyeron a impedir el uso del convertidor de par como transmisión utilizada en vehículos automóviles fabricados en serie, el invento fue utilizado para el mismo fin en los ferrocarriles rumanos en los años 30. Se consiguió propulsar ferrocarriles de 30 toneladas con dos motores de 20 CV alcanzándose unas velocidades de en torno a 65 kilómetros por hora, velocidad nada despreciable para las redes ferroviarias de la época en Rumania.

El convertidor de par constituye uno de tantos inventos de los que no se han extraído todas las ventajas que podrían haber proporcionado. Quizás un factor a tener en cuenta fue la sinergia negativa provocada por el bajo precio de los combustibles, que hacía no tener demasiado en cuenta la mejora en el consumo que se conseguía, en una época en la que primaba por encima de todo el desarrollo de motores más potentes.

2.2.2.2 Principio de funcionamiento convertidor de par de Constantinesco

El Convertidor de par de Constantinesco nace no solo como una transmisión continuamente variable de tipo inercial, sino como un método eficiente de transmitir potencia al eje de la transmisión desde el motor de combustión interna de forma directa. En la primera patente de Constantinesco al respecto (Constantinesco, 1922) se muestra el esquema más simple de su convertidor de par (ver Figura 8).

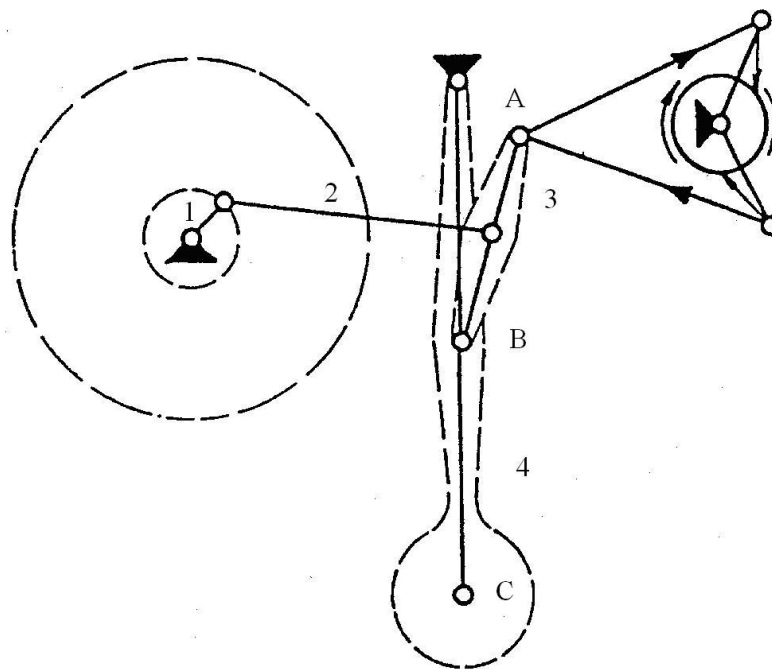


Figura 8. Esquema inicial del convertidor de par de Constantinesco
(Fuente: Constantinesco, 1922)

El convertidor de par es básicamente un mecanismo de dos grados de libertad que se ajusta en determinadas condiciones, de par resistente en la salida y de velocidad en el eje de entrada, para proporcionar una relación de transmisión determinada entre los ejes de entrada y de salida. El eje de entrada acciona la manivela 1 que se encuentra unida a través de la biela 2 a la barra 3. Dicha barra 3 está unida tanto a la salida en el punto A como al péndulo (barra 4) en el punto B, constituyendo dicho péndulo un elemento de regulación inercial. La barra 3 proporciona al eje de salida un movimiento oscilatorio que ha de rectificarse a través de ruedas libres u otro tipo de diodos mecánicos.

Cuando la velocidad en el eje de entrada es baja y existen pares resistentes en el eje de salida, el péndulo oscila entre sus dos posiciones extremas, siendo así el desplazamiento del punto A, y por tanto el giro del eje de salida, prácticamente nulo. Esta situación equivale al punto muerto de la transmisión. En el otro extremo se tiene que para velocidades altas del eje de entrada y pares resistentes bajos o incluso nulos en el eje de salida, la amplitud de la oscilación del péndulo es muy pequeña, permaneciendo el punto C casi parado. En este caso la barra 3 oscila girando sobre el punto B, que se puede considerar prácticamente como un punto fijo, teniéndose así la situación de máxima relación de transmisión. Situaciones intermedias a las dos extremas explicadas conllevan el ajuste de una determinada relación de transmisión, sirviendo la oscilación del péndulo, gracias a la masa situada en su extremo, como mecanismo de regulación inercial de dicho sistema de transmisión dinámico.

2.2.2.3 Evoluciones del convertidor de par de Constantinesco

Basadas en el mismo principio de funcionamiento Constantinesco realiza evoluciones de su convertidor de par que plasma en una serie de patentes que siguen a la de 1922. Así lo hace en posteriores patentes británicas en las que realiza desarrollos y mejoras del mecanismo inicial (Constantinesco, 1923, 1924, 1925a). En la primera patente que realiza en los Estados Unidos en relación al convertidor de par (Constantinesco, 1925b) propone el uso de una columna de líquido como elemento inercial que sustituiría al péndulo del mecanismo original. Por su parte, en las siguientes patentes en Estados Unidos (Constantinesco, 1925c, 1926, 1927, 1929) realiza distintas modificaciones dirigidas a generar el movimiento oscilatorio del elemento inercial con distintos elementos de accionamientos, optimizar en forma y dimensiones los elementos más importantes del convertidor (principalmente el elemento inercial) e incluso incorporar el convertidor de par al propio motor de combustión interna.

2.3 Clasificación de los sistemas dinámicos de transmisión

Los sistemas dinámicos de transmisión se pueden clasificar en distintos grupos. En lo que se refiere a transmisiones dinámicas con elementos de regulación inercial existen distintos tipos según se realice la regulación inercial mediante masas excéntricas, masas

oscilantes o discos inerciales. Todos estos tipos de sistema de transmisión tienen el mismo principio de funcionamiento, basado en uno o varios elementos masivos que actúan como reguladores inerciales. Dicha regulación inercial se realiza a través de las fuerzas de inercia y las fuerzas centrífugas que actúan sobre el elemento masivo, las cuales generan un momento angular oscilante en el eje de salida. Por ejemplo, los sistemas de transmisión dinámicos de masas excéntricas disponen, como su nombre indica, de una serie de masas dispuestas de manera excéntrica que actúan como elementos inerciales de regulación. Por su parte, en las transmisiones de masas oscilantes, uno o varios elementos de masa distribuida, generalmente discos, constituyen el sistema de regulación inercial. En ambos tipos de transmisión resulta siempre necesario un sistema de rectificación de movimiento, normalmente basado en ruedas libres u otro tipo de diodos mecánicos.

Otros tipos particulares de sistemas de transmisión dinámicos serían las transmisiones giroscópicas, transmisiones donde el elemento de regulación de par está constituido por un giróscopo, las transmisiones hidráulicas, donde la regulación de par se hace a través de un fluido viscoso y otras transmisiones de tipo pseudo-dinámico, en las que la regulación se realiza mediante otros métodos como, por ejemplo, fenómenos de rozamiento seco.

2.3.1 Transmisiones dinámicas inerciales

Como se ha expuesto, en los sistemas de transmisión dinámicos de masas excéntricas, la regulación inercial se realiza a través de una serie de masas dispuestas de manera excéntrica que actúan como elementos inerciales de regulación.

Una de las primeras transmisiones dinámicas posteriores a la de Constantinesco es la realizada por Chalmers (1932), en la que un piñón de entrada acciona una serie de satélites (elementos 14) con masas excéntricas (masas 15) que generan un par oscilante en la barra de salida, barra 16 (ver Figura 9).

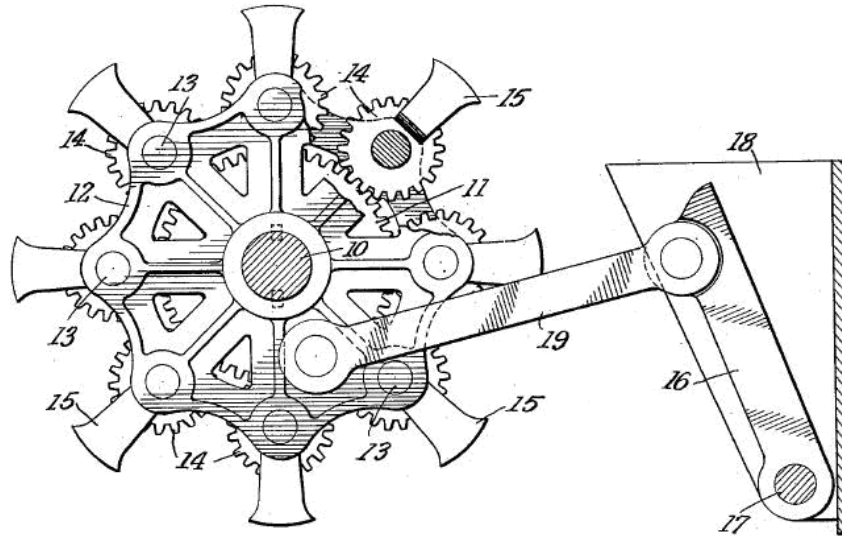


Figura 9. Mecanismo de Chalmers
(Fuente: Chalmers, 1932)

Transmisiones similares son las realizadas por Tam (1992) y Fernandez (1998), mostradas en la Figura 10, basadas ambas en satélites con masas excéntricas, los cuales dan vueltas completas. Gracias a dichas masas, estas transmisiones generan un par oscilante en el eje de salida, el cual, como ya se ha explicado, debe ser rectificado mediante un mecanismo basado en ruedas libres.

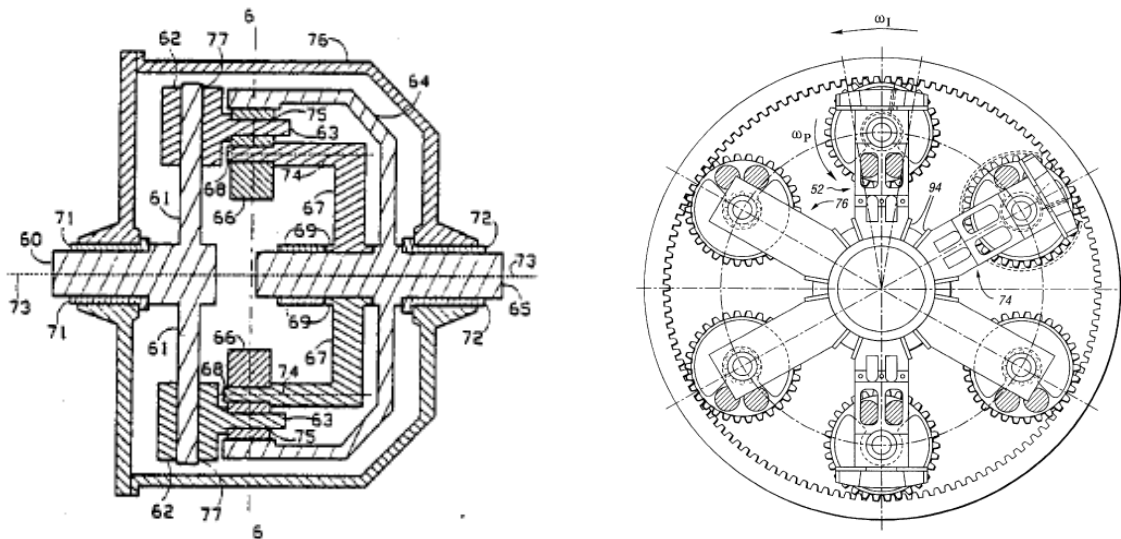


Figura 10. Sistemas de transmisión de Tam (izquierda) y Fernandez (derecha)
(Fuentes: Tam, 1992 y Fernandez, 1998)

Con el mismo principio de funcionamiento, pero en este caso siendo las masas excéntricas directamente el elemento oscilatorio, se tiene el sistema de transmisión inercial de Wallace (1988), en el que dichas masas inerciales se mueven a lo largo de un camino esférico para transformar la velocidad angular de entrada en par oscilante a la salida a través del momento angular (ver Figura 11).

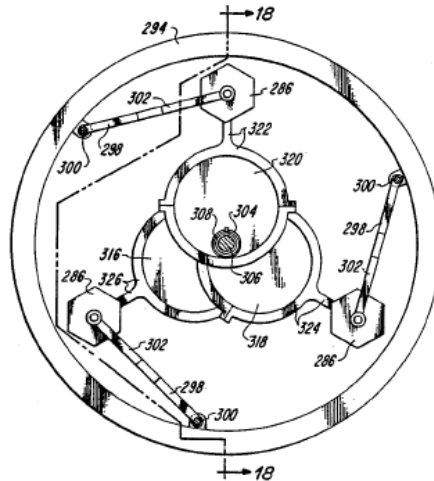


Figura 11. Convertidor de Par de Wallace
(Fuente: Wallace, 1988)

También con masas oscilantes, pero en este caso sin dar éstas vueltas completas, se tiene la patente del convertidor de par de Shea (1982). En esta transmisión, dos masas simétricas con forma de leva oscilan regulando el par en el eje de salida (ver Figura 12)

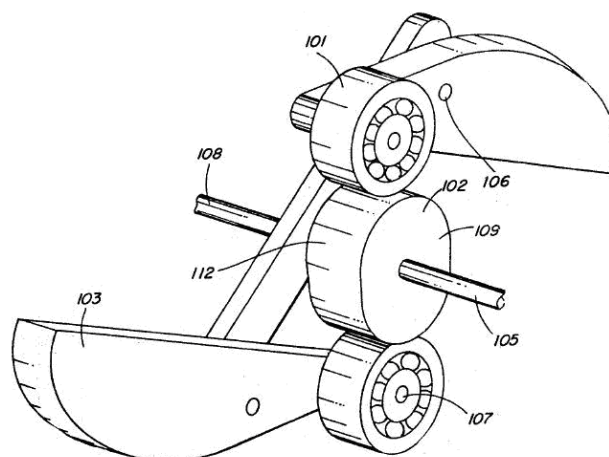


Figura 12. Convertidor de Par de Shea
(Fuente: Shea, 1982)

Asimismo basada en masas excéntricas, pero con la peculiaridad de que se podría llegar al acople, se tiene el convertidor de par de Williams (1971). Dicha transmisión de tipo dinámico permite que, en la situación de acople a la que se podría llegar en unas determinadas condiciones, se tenga una relación de transmisión unidad. En las condiciones anteriores la transmisión funcionaría con la misma velocidad de los ejes de entrada y de salida (ver Figura 13).

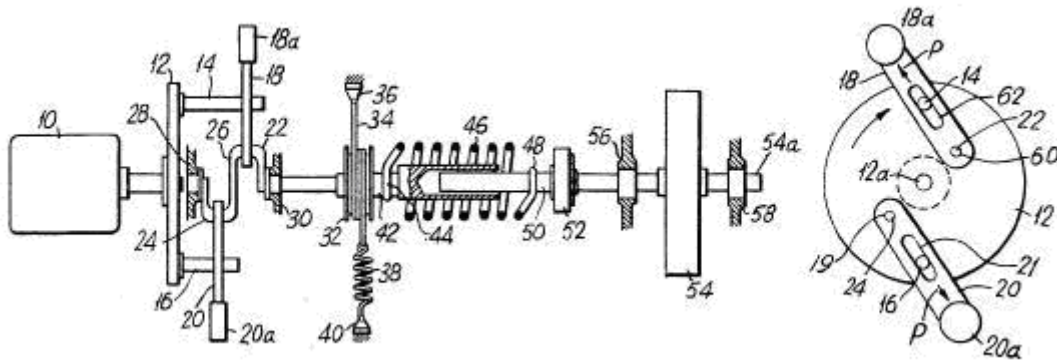


Figura 13. Convertidor de Par de Williams
(Fuente: Williams, 1971)

En el convertidor de par de Williams, las barras 18 y 20 con sus masas correspondientes 18a y 20a en sus extremos giran ambas sobre puntos excéntricos al eje de la transmisión en una determinada dirección. Dicha dirección constituye un sentido de giro preferente en cuanto a la eficiencia de la transmisión de par a la salida, ya que dicho par es generado por el momento angular que crean las fuerzas centrífugas de las masas situados en los extremos de las barras. Por esta razón esta transmisión en concreto, así como otras con el mismo principio de funcionamiento, tienden a utilizar una sola rueda libre, que se sitúa por tanto en la dirección preferente de movimiento.

Existen dos patentes posteriores a la anterior, que utilizan el mismo principio de funcionamiento aunque haciendo uso de soluciones técnicas diferentes. La primera debida a Williams et al. (1999) y mostrada en la Figura 14, propone nuevas soluciones para la rectificación de movimiento a través de un rectificador diferencial con dos ruedas libres, así como configuraciones específicas y nuevas soluciones técnicas encaminadas tanto a aumentar la compacidad del sistema como la eficiencia de la transmisión de potencia. Por su parte la otra transmisión de este tipo (Lester, 2000),

también mostrada en la Figura 14, propone soluciones entre las que destaca un sistema de regulación de la admisión de potencia de la transmisión, constituyendo el sistema completo una CVT dinámica con regulación inercial y posibilidad de acople que utiliza en el sistema de rectificación una sola rueda libre.

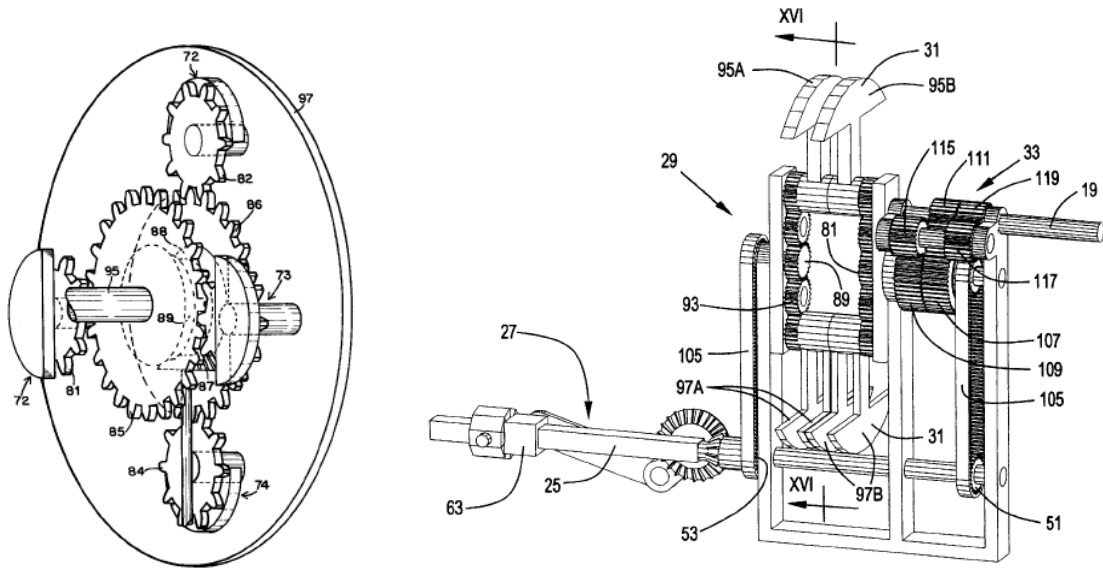


Figura 14. Sistemas de transmisión de Williams et al (izquierda) y Lester (derecha)
(Fuentes: Williams et al, 1999 y Lester, 2000)

Otros sistemas de transmisión inerciales similares a los anteriores serían los debidos a Kreis (1964) y Osman (1968) o los más recientes de Howard (2005) y Giroto (2006).

2.3.2 Transmisiones dinámicas giroscópicas

Como se expuso con anterioridad, un caso particular de los sistemas de transmisión dinámicos de regulación inercial lo constituyen las transmisiones giroscópicas, que son las transmisiones dinámicas en las que el elemento de regulación inercial de par está constituido por uno o varios giróscopos.

Un ejemplo evidente de un sistema de transmisión dinámico giroscópico lo constituye la transmisión continuamente variable desarrollada por Hewatt (2001), mostrada en la Figura 15. Dicha transmisión comprende un mecanismo basado en engranajes y acoplado a un giróscopo que regula el par transmitido desde el eje de entrada al eje de salida del sistema de transmisión.

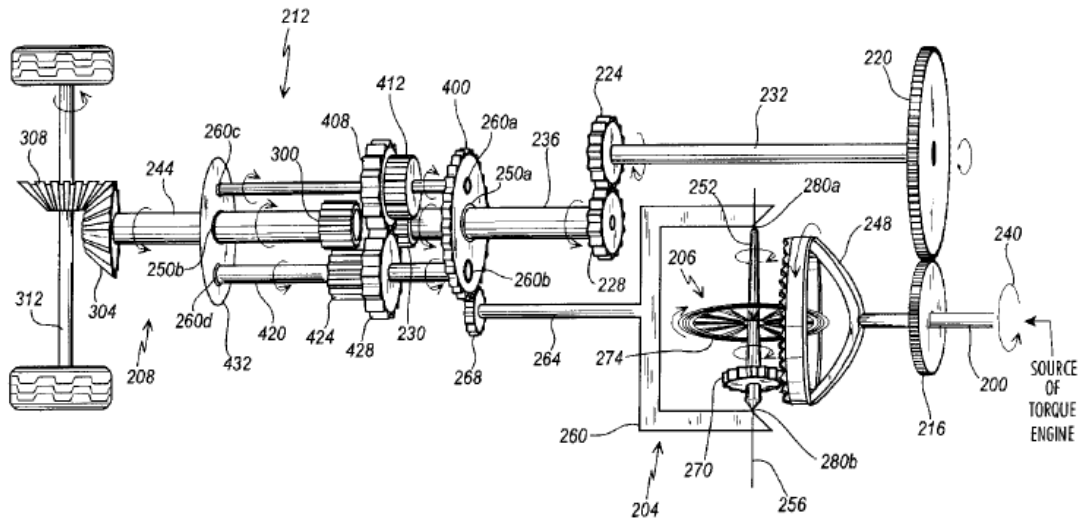


Figura 15. Transmisión continuamente variable giroscópica
(Fuente: Hewatt, 2001)

Otro ejemplo de transmisión dinámica de tipo giroscópico lo constituye el sistema de transmisión continuamente variable de Jegatheeson (2003), mostrado en la Figura 16. Se trata de un sistema de transmisión inercial en el que el mecanismo de regulación está constituido por un giróscopo. El movimiento oscilatorio en la salida es rectificado por un mecanismo dotado de dos ruedas libres situadas de forma opuesta, de manera que el eje de salida gire en una única dirección de movimiento.

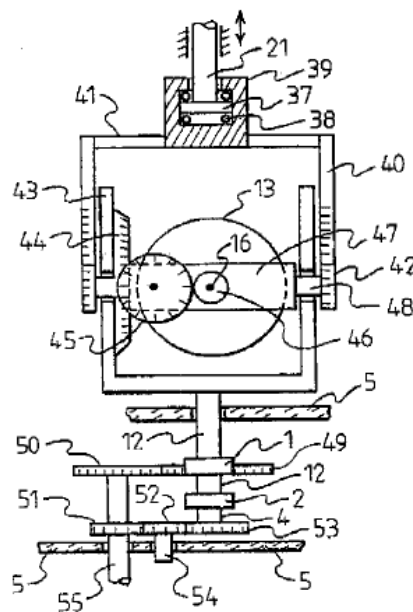


Figura 16. Transmisión continuamente variable giroscópica
(Fuente: Jegatheeson, 2003)

2.3.3 Otros tipos de transmisiones dinámicas

Otros tipos de sistemas de transmisión dinámicos distintos de los inerciales serían las transmisiones hidráulicas y otras transmisiones de tipo pseudo-dinámico, en las cuales la regulación se realiza mediante otros métodos como, por ejemplo, fenómenos de rozamiento seco. Si bien estos sistemas no son propiamente sistemas de transmisión dinámicos, se podrían denominar pseudo-dinámicos, ya que al igual que los primeros la relación de transmisión depende también de las condiciones externas a las que se encuentra sometida la transmisión, la velocidad angular en el eje de entrada o el par resistente que se ejerce en el eje de salida. Cabe destacar que en estos sistemas, no es necesaria la inclusión de un mecanismo rectificador de movimientos en el eje de salida.

2.3.3.1 Transmisiones hidráulicas

Dentro de este grupo estarían los sistemas de transmisión en los que la regulación de par entre los ejes de entrada y salida se hace a través de un fluido viscoso. Este es el caso del sistema de transmisión de Ganchev (1994), mostrado en la Figura 17, que constituye un ejemplo característico de las transmisiones de este tipo. Se trata de una transmisión continuamente variable con aplicación en automóviles y otros vehículos, en la que la relación de transmisión varía continuamente en función de los parámetros del motor, las condiciones de velocidad y aceleración del vehículo así como las fuerzas resistentes que se oponen a su movimiento.

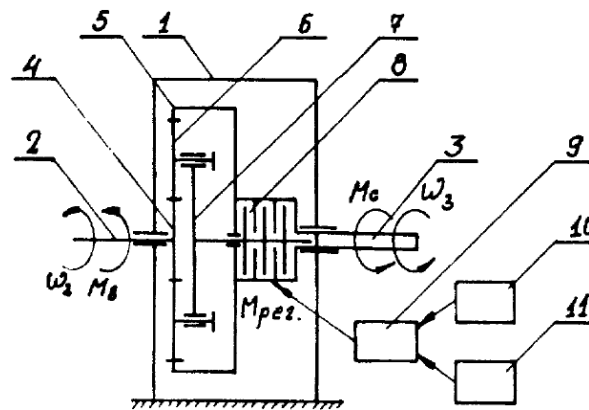


Figura 17. Transmisión continuamente variable hidráulica
(Fuente: Ganchev, 2003)

2.3.3.2 Otros sistemas de transmisión pseudo-dinámicas

Por último, cabe destacar las transmisiones continuamente variables en las que la relación de transmisión entre los ejes de entrada y de salida está controlada por otros fenómenos, como en este caso son los fenómenos de rozamiento. Este es el caso de las transmisiones continuamente variables de Turvey (2005) y Antonov (1994), basadas ambas en la utilización de sistemas epicicloidales. La primera consiste en un sistema de transmisión IVT compuesto por un par de trenes epicicloidales conectados entre sí, actuándose mediante un freno viscoso sobre uno de los elementos de los trenes epicicloidales para variar la relación de transmisión. Por su parte, la transmisión continuamente variable de Antonov (ver Figura 18) esta basada en un único tren epicicloidal, controlándose el freno ejercido sobre uno de sus elementos para variar de manera continua la relación de transmisión entre los ejes de entrada y de salida.

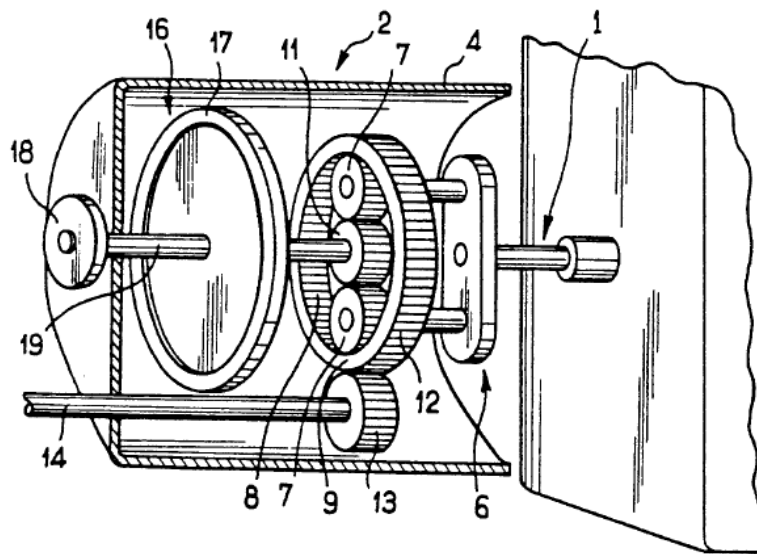


Figura 18. Transmisión continuamente variable de Antonov
(Fuente: Antonov, 1994)

CAPÍTULO 3:

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

3.1 Introducción

Se expone en este capítulo el principio de funcionamiento del sistema de transmisión inercial desarrollado en esta tesis doctoral. El sistema de transmisión se encuentra patentado en Benitez et al (2008), donde se exponen y patentan los principios generales de funcionamiento de este sistema de transmisión, mostrándose en dicho documento una configuración preferida del sistema.

Se describen cada uno de los mecanismos o subsistemas que comprenden el sistema de transmisión: el mecanismo de regulación inercial, el mecanismo de accionamiento y el mecanismo de rectificación de movimientos. Se expone asimismo, en base a los subsistemas constituyentes, el principio de funcionamiento del sistema de transmisión.

Por lo referido con anterioridad, este sistema de transmisión constituye por si mismo un regulador de par de tipo inercial oscilante. La inclusión de un mecanismo de variación de la amplitud de la señal generada por el mecanismo de accionamiento permite su uso como transmisión continuamente variable. La regulación de dicha amplitud en la CVT se realizaría mediante la adición de un mecanismo de regulación adaptativo del radio de la manivela del mecanismo de accionamiento.

Una vez analizado cada uno de los subsistemas que conforman el sistema, se exponen los distintos modos de funcionamiento y se muestra el esquema de funcionamiento del sistema de transmisión continuamente variable completo.

Por último, se exponen de forma somera los resultados más significativos obtenidos del análisis computacional realizado, previo al diseño y construcción del prototipo, para comprobar el comportamiento del sistema de transmisión.

3.2 Principio de funcionamiento y subsistemas constituyentes

En este apartado se describe el principio de funcionamiento del sistema en base a los mecanismos o subsistemas que componen el sistema de transmisión.

3.2.1 Mecanismo de regulación inercial

El mecanismo de regulación inercial es el elemento central del sistema de transmisión. Dicho mecanismo actúa regulando de manera inercial la señal de velocidad angular en su eje de entrada, proporcionando una señal distinta en el eje de salida.

3.2.1.1 Tren epicicloidal

El mecanismo de regulación inercial del sistema de transmisión desarrollado está constituido por un reductor epicicloidal. Dicho reductor epicicloidal se introduce de forma invertida, por lo que el eje de entrada se encuentra conectado al porta satélites y el eje de salida al planeta (ver Figura 19). Por lo tanto, en un montaje de este tipo, el reductor epicicloidal estaría multiplicando la velocidad de entrada, por lo que resulta más apropiado referirse al mismo como tren epicicloidal.

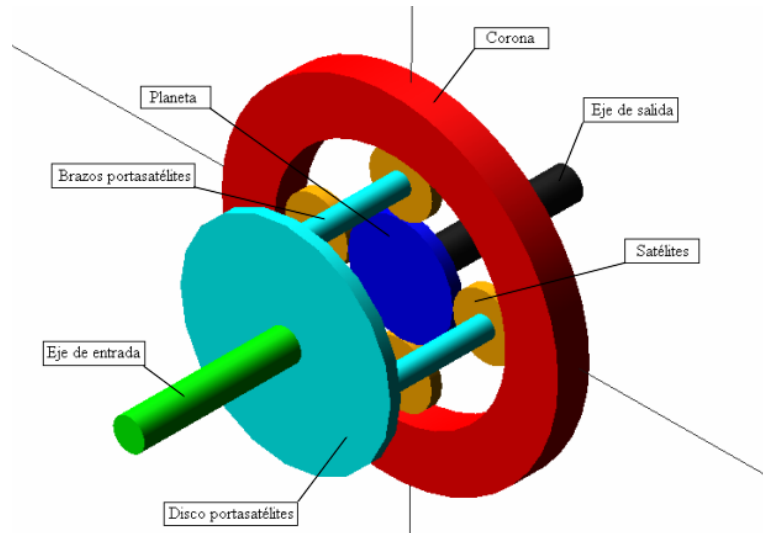


Figura 19. Reductor epicicloidal invertido

3.2.1.2 Principio de funcionamiento del sistema de transmisión

El principio de funcionamiento del sistema de transmisión deriva de una propiedad del reductor epicicloidal montado de forma invertida.

En primer lugar se tiene que cuando se aplica una aceleración en el porta satélites (eje de entrada) manteniendo bloqueado el planeta (eje de salida) la respuesta de la corona es una aceleración con una evolución de tipo similar (ver Figura 20). Una vez estabilizada la velocidad del porta satélites se estabiliza asimismo la velocidad de la corona.

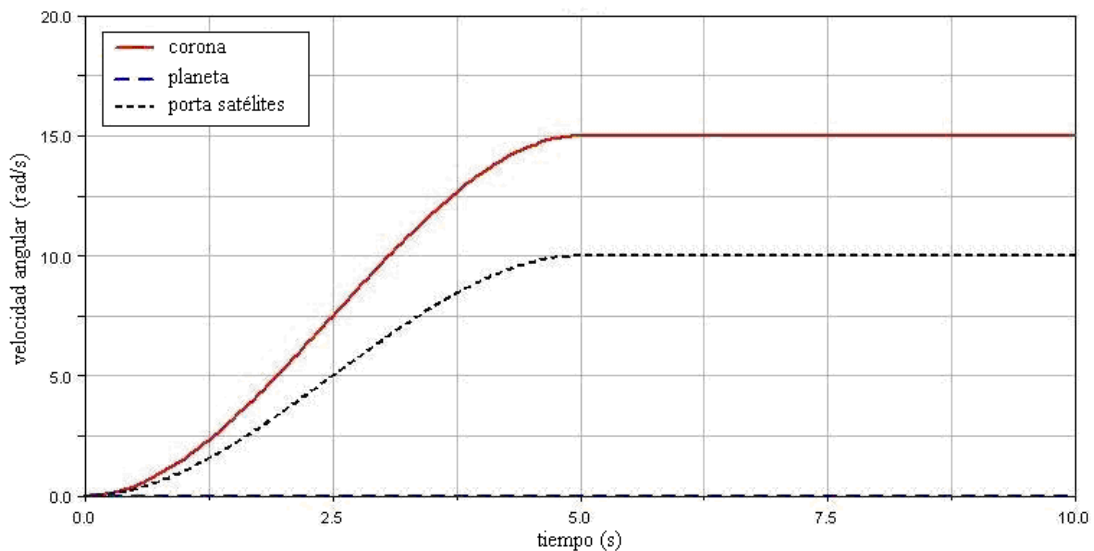


Figura 20. Respuesta de la corona ante la aceleración del porta satélites con planeta bloqueado

Además como consecuencia de la aceleración del porta satélites y mientras dura ésta, se genera un par en el eje de salida, el planeta, que como se dijo permanece bloqueado (ver Figura 21). Sin embargo, una vez que cesa el proceso de aceleración del eje de entrada, el par en el porta satélites y en consecuencia en el planeta se hacen nulos.

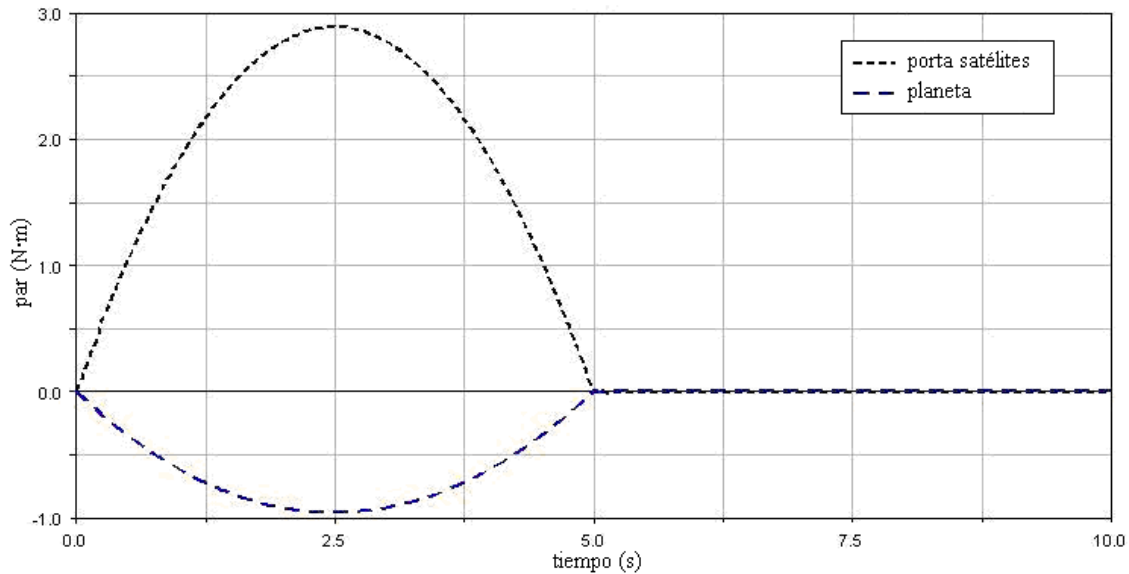


Figura 21. Par generado en el planeta

Como consecuencia de este planteamiento se tiene que sometiendo al eje de entrada de este subsistema a una ley de velocidades tal que produzca aceleraciones de manera continua, se podrá vencer un par resistente en el eje del planeta. Para dicho fin se utiliza una ley de velocidades angulares en el eje del porta satélites en forma de señal oscilante centrada en cero. Dicha ley de velocidades será generada a través de un mecanismo de accionamiento que se presentará posteriormente. En estas condiciones de señal de entrada oscilante centrada en cero, la señal en la salida del epicicloidial será también de carácter oscilatorio. Dicho carácter convierte al sistema de transmisión en una CVT de tipo *ratcheting* o tipo oscilatorio (previa inclusión del citado mecanismo de variación de la amplitud de la señal generada por el mecanismo de accionamiento). Este factor es muy importante ya que implica la necesidad del uso de un mecanismo de rectificación del movimiento a la salida basado en diodos mecánicos o ruedas libres.

El movimiento de la corona masiva comporta un grado de libertad que confiere a la CVT el carácter de transmisión dinámica, esto es, la relación de transmisión entre los ejes de entrada y salida depende no solamente de las condiciones cinemáticas internas del sistema, sino que a su vez está condicionada por las sollicitaciones externas a las que se ve sometida la transmisión; a saber, régimen de entrada, par en el eje de salida, etc.

Por último, la adición de masa a la corona del tren epicicloidal permite que dicho elemento con un grado de libertad se convierta en un mecanismo inercial de regulación de potencia. Dicha regulación consiste en acumulaciones y cesiones cíclicas de potencia, potencia que se cede tanto al planeta como al porta satélites. Esta característica confiere así un carácter inercial a la transmisión, que como se ha justificado sería de tipo *ratcheting* CVT dinámica inercial.

3.2.2 Mecanismo de rectificación de movimientos

Al tratarse este sistema de transmisión de una CVT de tipo oscilatorio, la velocidad angular de salida es una señal de este tipo. Como se mostró anteriormente, el uso de una velocidad angular de entrada oscilante centrada en cero produce una velocidad angular en el planeta del mismo tipo. Para tener una velocidad angular en un solo sentido y poder aprovecharla para la tracción de un vehículo se diseña un mecanismo rectificador basado en ruedas libres (ver Figura 22).

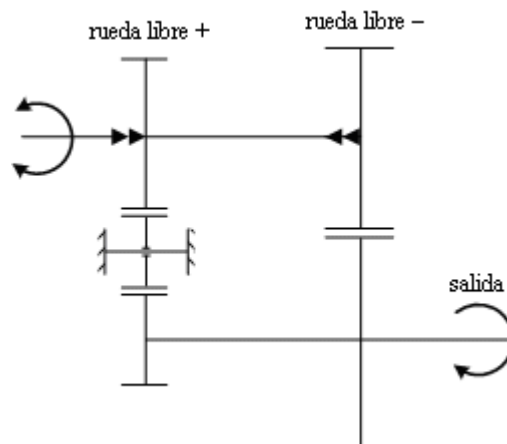


Figura 22. Rectificador de movimientos

Se utilizan en el citado mecanismo dos ruedas libres para poder aprovechar el movimiento oscilatorio en ambos sentidos. El mecanismo rectificador consta de un piñón que invierte el movimiento de una de las ruedas libres, con lo que la salida gira en un único sentido. Se obtiene así una señal de salida con menos rizado (ver Figura 23).

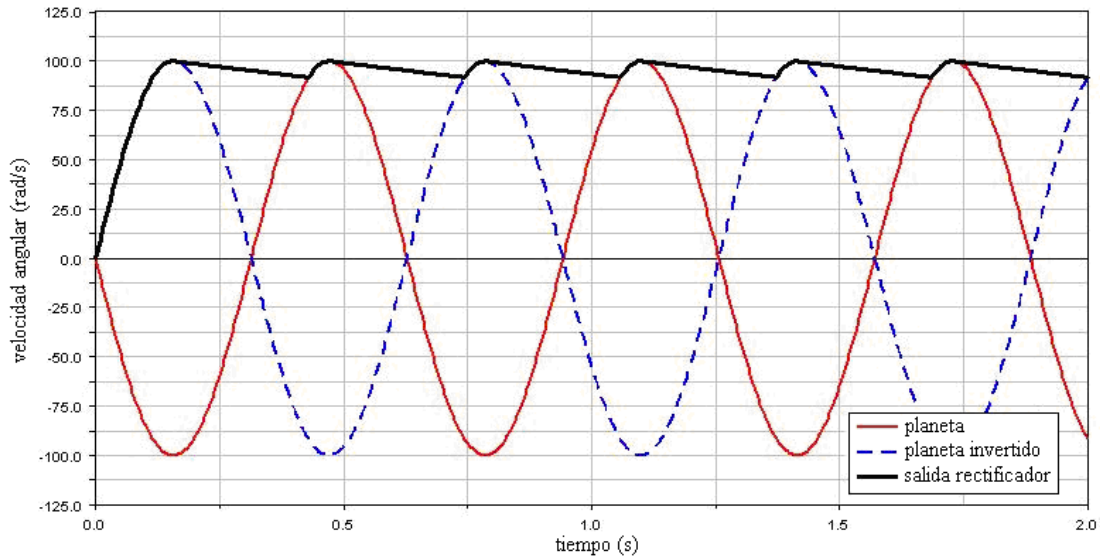


Figura 23. Velocidad angular en el eje de salida

3.2.3 Mecanismo de Accionamiento

Como el motor que acciona la transmisión nos proporciona una velocidad angular en un único sentido, para poder generar una velocidad angular oscilante de amplitud variable en la entrada del tren epicicloidal se hace necesaria la utilización de un mecanismo de accionamiento. Dicho mecanismo, por tanto, tendrá que convertir la velocidad angular del motor en una velocidad angular oscilante centrada en cero cuya amplitud varíe entre un valor nulo (punto muerto) y una amplitud máxima (ver Figura 24).

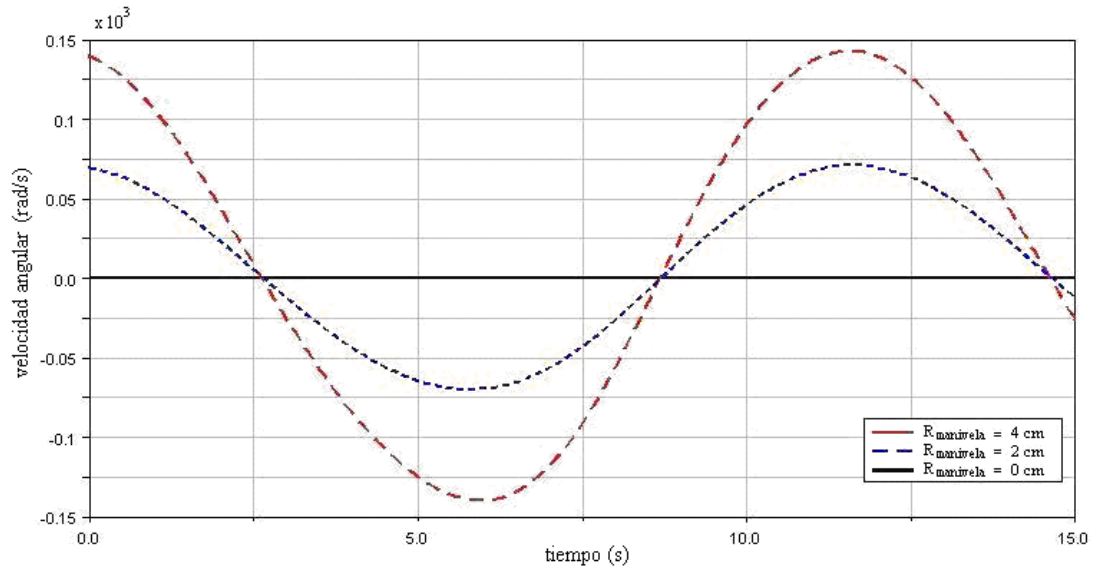


Figura 24. Variación de la amplitud de la velocidad angular en función del radio de la manivela

Se utiliza, por simplicidad, como mecanismo de accionamiento, un mecanismo de 4 barras constituido por una manivela, una biela y un balancín (ver Figura 25). La manivela, que está conectada al eje de salida del motor, transmite un movimiento oscilatorio al balancín a través de la biela o acoplador, generándose así el movimiento requerido. El radio de la manivela puede variar entre cero y un radio máximo que correspondería a la amplitud máxima de la velocidad angular para cada velocidad de giro del motor. Para obtener las dimensiones óptimas del mecanismo de accionamiento que proporcione la señal más adecuada en el eje de entrada del tren epicicloidal, es necesario realizar un proceso de diseño óptimo que permita obtener un movimiento lo más regular posible (simétrico) para el caso de amplitud máxima.

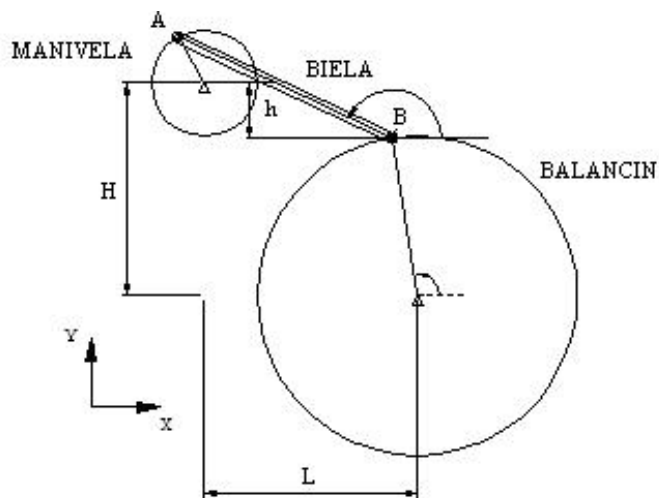


Figura 25. Mecanismo de accionamiento

3.3 Modos de Funcionamiento del Sistema de Transmisión

La velocidad angular oscilante centrada en cero que se introduce como velocidad angular en el porta satélites, gracias al mecanismo de accionamiento, genera señales oscilantes de velocidad angular en la corona y el planeta. Éstas últimas son, asimismo, centradas en cero y tienen el mismo periodo de oscilación que la velocidad angular del porta satélites del tren epicycloidal, aunque se encuentran desfasadas respecto a dicha señal de entrada (ver Figura 26).

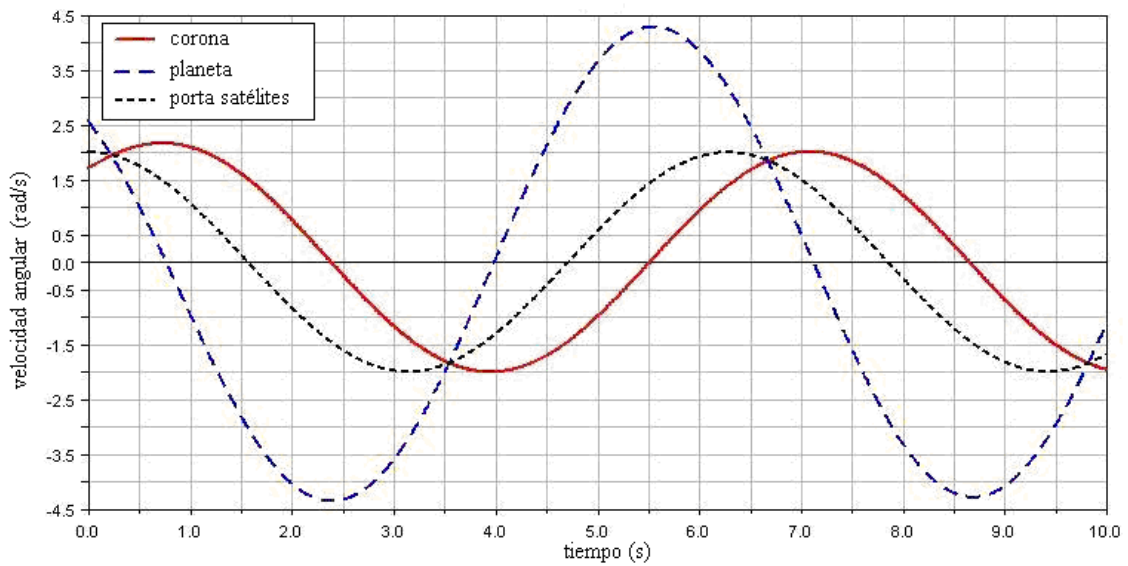


Figura 26. Evolución de las velocidades angulares en los elementos del tren epicycloidal

Por otro lado se tiene que el flujo de potencias de cada uno de los elementos del tren epicycloidal del sistema de transmisión evoluciona según las expresiones (1) a (3) :

$$P_{ps} = M_m \cdot \omega_e = M_{ps} \cdot \omega_{ps} \quad (1)$$

$$P_p = M_r \cdot \omega_s = M_p \cdot \omega_p \quad (2)$$

$$P_c = -I_c \cdot \omega_c \cdot \partial \omega_c / \partial t \quad (3)$$

El principio de la conservación de la energía en el tren epicycloidal permite un balance energético de este sistema mecánico que nos indica que la potencia que cede el accionamiento del tren a través del porta satélites tiene que ser igual a la potencia que

absorbe en forma inercial la corona más la que se cede al eje de transmisión a través del planeta, como muestran las expresiones (4) y (5).

$$P_{ps} + P_c + P_p = 0 \rightarrow P_{ps} = -(P_c + P_p) \quad (4)$$

$$M_{ps} \cdot \omega_{ps} = I_c \cdot \omega_c \cdot \partial \omega_c / \partial t - M_p \cdot \omega_p \quad (5)$$

Al igual que la evolución anteriormente expuesta de las velocidades angulares de los elementos que conforman el tren epicicloidal se produce la evolución de las potencias puestas en juego por dichos elementos (ver Figura 27).

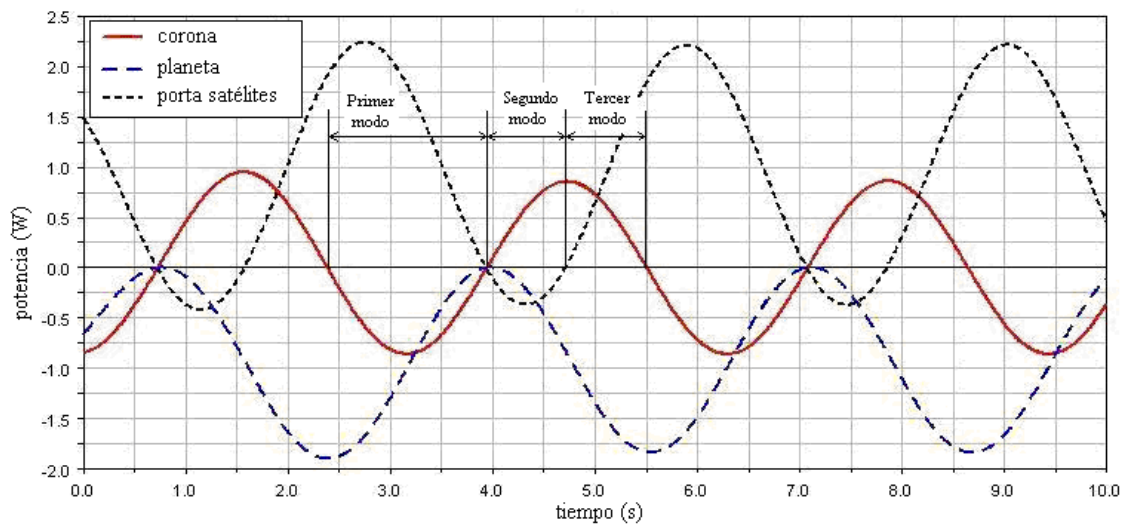


Figura 27. Evolución de las potencias en los elementos del tren epicicloidal

De la anterior evolución de las potencias se observa que según sean éstas absorbidas o cedidas por cada uno de los elementos del tren en cada instante, se dan 3 modos de funcionamiento diferenciados que se repiten de forma periódica para unas determinadas condiciones de funcionamiento.

3.3.1 Primer modo de funcionamiento.

La evolución de las potencias de cada uno de los elementos del tren epicicloidal frente al tiempo en este primer modo de funcionamiento se desarrolla, según se muestra en la Figura 27, como se indica a continuación:

$P_{ps} > 0 \rightarrow$ Se cede potencia al tren epicicloidal a través del porta satélites.

$P_c < 0 \rightarrow$ La corona absorbe potencia y por tanto se está acelerando.

$P_p < 0 \rightarrow$ Se cede potencia al eje de salida a través del planeta.

Se corresponde con el intervalo del ciclo en el que la corona se está acelerando y acumulando energía en forma cinética inercial. Por lo tanto, la potencia que entra en el sistema mecánico por el porta satélites se invierte en acelerar la corona y en proporcionar par en el eje de salida del tren a través del planeta.

3.3.2 Segundo modo de funcionamiento

En el segundo modo de funcionamiento, la evolución de las potencias de los elementos del tren epicicloidal frente al tiempo se desarrolla como se indica a continuación (ver Figura 27):

$P_{ps} < 0 \rightarrow$ Se cede potencia del tren al accionamiento a través del porta satélites.

$P_c > 0 \rightarrow$ La corona cede potencia y por tanto se está decelerando.

$P_p < 0 \rightarrow$ Se cede potencia al eje de salida a través del planeta.

Se trata del modo más desfavorable de funcionamiento del tren epicicloidal en las condiciones expuestas. En este modo de funcionamiento, la corona se decelera cediendo potencia tanto a la salida a través del planeta como a la entrada a través del porta satélites. Esto último resulta desfavorable debido a que se invierte, durante este corto periodo de tiempo, la dirección correcta del flujo energético en el eje de entrada, cediéndose así potencia al accionamiento.

3.3.3 Tercer modo de funcionamiento

Por último, en el tercer modo de funcionamiento, la evolución de las potencias de los elementos del tren epicicloidal se desarrolla como sigue (ver Figura 27):

$P_{ps} > 0 \rightarrow$ Se cede potencia al tren epicicloidal a través del porta satélites.

$P_c > 0 \rightarrow$ La corona cede potencia y por tanto se está decelerando.

$P_p < 0 \rightarrow$ Se cede potencia al eje de salida a través del planeta.

En este último modo, la potencia que se cede al epicicloidal a través del porta satélites y la que cede la corona al seguir decelerándose, se invierte en alimentar al eje de salida a través del planeta. Es, por tanto, el modo en el que se transmite más potencia al eje de salida del tren y se considera efectivamente como el más favorable. Sin embargo, la corona, a causa de haber cedido la potencia que tenía acumulada en forma de energía cinética inercial, comienza a absorber energía al pasar de nuevo al primer modo.

3.4 Esquema de funcionamiento

Por todo lo explicado hasta el momento, el sistema de transmisión completo consta de un mecanismo de accionamiento, un tren epicicloidal que con una adición de masa hace las veces de mecanismo inercial y un mecanismo rectificador (ver Figura 28).

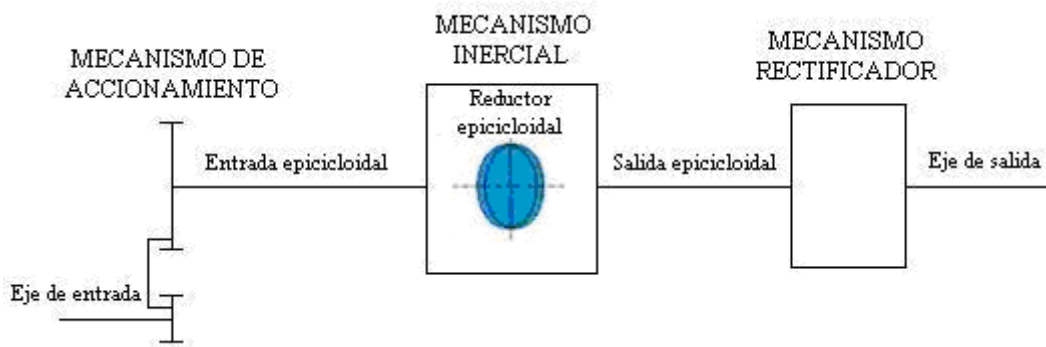


Figura 28. Esquema del sistema de transmisión

El motor se conecta al mecanismo de accionamiento generándose en el eje de entrada del tren epicicloidal un movimiento oscilante que genera aceleraciones del mismo tipo. El mecanismo inercial se encarga de regular el par que se proporciona a la salida en función de las condiciones de funcionamiento de la transmisión. Por último, el mecanismo rectificador convierte el giro oscilante a la salida del tren en una velocidad angular en un único sentido.

Para describir el funcionamiento general de la transmisión se hace uso de dos situaciones límites de funcionamiento.

En la primera situación puede suponerse que el par resistente en el eje de salida es nulo. El mecanismo de accionamiento transmite su movimiento oscilatorio al porta satélites y

éste lo transmite a la corona y al planeta de forma inversamente proporcional a la resistencia que oponga cada uno de ellos a ser movidos. Como se está suponiendo un par resistente nulo en el eje de salida, también será nulo el par en el planeta del tren epicicloidal, siendo por tanto prácticamente nula la oposición que este planeta ejerce para ser movido. En cambio, la corona, al ser un elemento de gran inercia, opone una resistencia a ser movida, por lo que en esta situación la corona tendrá un movimiento mínimo siendo, por ende, máxima la oscilación del planeta (al igual que la velocidad de salida). Estamos, pues, ante una situación de bajo par y de alta velocidad en el eje de salida de la transmisión y, por tanto, una relación de transmisión alta.

En la segunda de las situaciones puede suponerse que el par resistente es tan elevado que el planeta del tren epicicloidal se encuentra bloqueado y por lo tanto no tiene movimiento. En esta situación de nuevo el mecanismo de accionamiento transmite su movimiento oscilatorio al porta satélites y éste lo transmite a la corona y al planeta de forma inversamente proporcional a la resistencia que oponga cada uno de ellos a ser movidos. Al encontrarse el planeta bloqueado, el movimiento es transmitido únicamente a la corona, que se ve obligada a oscilar. Al tratarse de un elemento másico, la corona se opone a este movimiento con un par proporcional a su inercia y a la aceleración angular a la que se está viendo sometida. Ésta es una situación en la que la corona tiene una oscilación máxima y por tanto el par que opone a este movimiento también es máximo. El par que la CVT transmite a la salida es proporcional a la resistencia que opone la corona a oscilar. Estamos pues ante una situación de baja velocidad y alto par en el eje de salida de la transmisión y, en consecuencia, una relación de transmisión baja.

Situaciones intermedias a las dos extremas explicadas conllevan el ajuste de una determinada relación de transmisión, sirviendo la oscilación de la corona, gracias a su masa, como mecanismo de regulación inercial del sistema de transmisión dinámico. Es decir, si se aumenta el par resistente, como es el caso de producirse un aumento de la pendiente de la carretera, disminuirá la velocidad del eje de salida dando como consecuencia que aumente la oscilación de la corona inercial y por tanto que aumente el par transmitido a la salida, lo que es equivalente a reducir la relación de transmisión.

3.5 Análisis computacional

Una vez expuesto el funcionamiento del sistema de transmisión completo, se muestra en este apartado un resumen de los resultados obtenidos a partir del análisis computacional realizado previo a las fases de diseño y construcción de un prototipo. El objetivo de este análisis computacional es comprobar el correcto comportamiento del sistema de transmisión frente a las sollicitaciones a las que se ve sometido.

3.5.1 Modelo computacional

El análisis computacional del sistema de transmisión se realiza mediante el programa informático *ADAMS View*. Para ello se genera en este programa un modelo del sistema de transmisión completo (ver Figura 29) en el que se fija el radio de la manivela a un valor máximo (máxima excentricidad) que concuerde con los requerimientos que se establecen en el diseño.

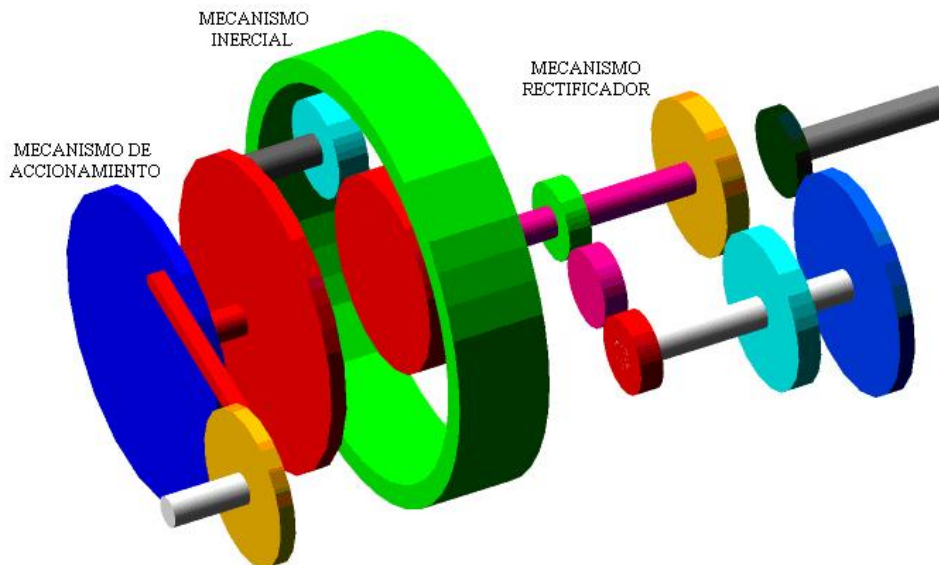


Figura 29. Modelo computacional de la transmisión en *ADAMS View*

3.5.2 Respuesta del modelo computacional

El modelo computacional se analiza en condiciones de funcionamiento propias de la transmisión de un vehículo automóvil. Se somete al eje de salida de la transmisión a

pares resistentes obtenidos de las ecuaciones de dinámica longitudinal para un vehículo (ver apéndice A) y se introduce en el eje de entrada la señal proporcionada por la curva de par de un motor de explosión interna alternativo de un vehículo real.

Entre todas las simulaciones realizadas sobre el modelo computacional del sistema de transmisión, se muestran en este apartado los casos que se consideran más relevantes.

Cabe destacar que los resultados de todas las simulaciones realizadas se han obtenido para un valor del radio de la manivela del mecanismo de accionamiento fijo (radio máximo de diseño) que corresponde con un valor fijo de la amplitud de la velocidad angular generada por el mecanismo de accionamiento para cada caso de simulación. Por regla general cabe esperar una mejora de la respuesta de la transmisión con el uso de un control adaptativo del radio de la manivela del mecanismo de accionamiento.

3.5.2.1 Aceleración máxima del sistema de transmisión

En el primero de estos casos se somete al modelo del sistema de transmisión a un proceso de aceleración máxima para comprobar la respuesta de este tipo de transmisión ante solicitaciones de este tipo, partiendo de velocidad nula y a máximo nivel de admisión del motor (ver Figura 30).

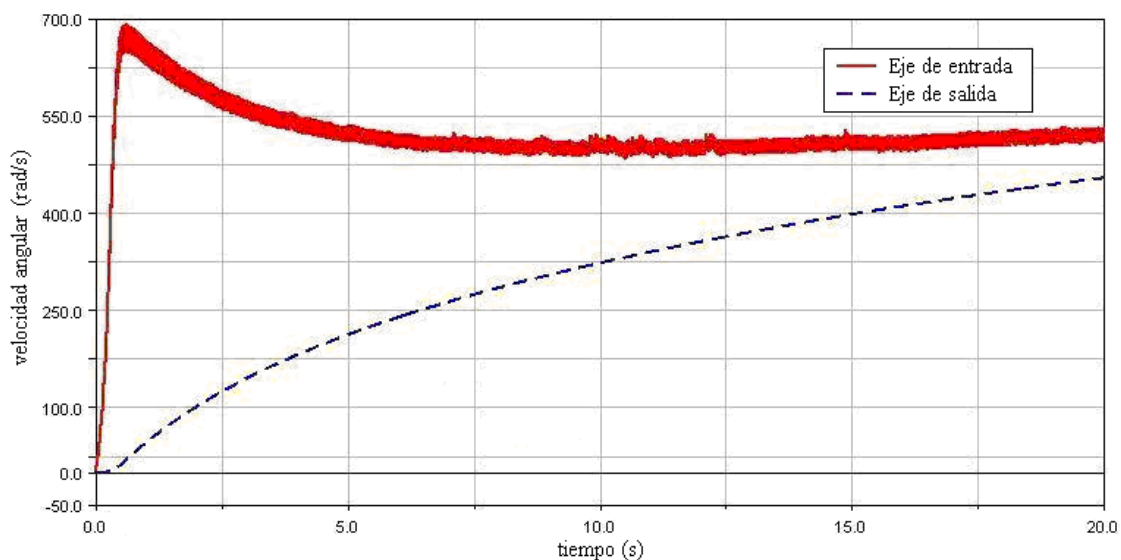


Figura 30. Aceleración a máximo nivel de admisión del motor

Se comprueba que las respuestas de la CVT son las adecuadas, consiguiéndose las velocidades requeridas por vehículos automóviles. La transmisión permite alcanzar una velocidad angular apropiada en el eje de salida (correspondiente a una velocidad del vehículo de unos 100 km/h) en un tiempo en torno a los 10 segundos a máxima admisión del motor. El control de la amplitud de la velocidad angular generada por el mecanismo de accionamiento en el proceso de aceleración real permitiría una mejora de este proceso, alcanzándose velocidades más altas para un determinado tiempo hasta alcanzar el régimen permanente.

3.5.2.2 Respuesta del sistema para distintos niveles de admisión del motor

Se obtiene de igual forma, la evolución de la respuesta del sistema de transmisión ante aceleraciones partiendo de velocidad nula y para distintos niveles de admisión del motor (ver Figura 31). Se obtienen así las evoluciones de las velocidades angulares del eje de salida en función de la admisión del motor.

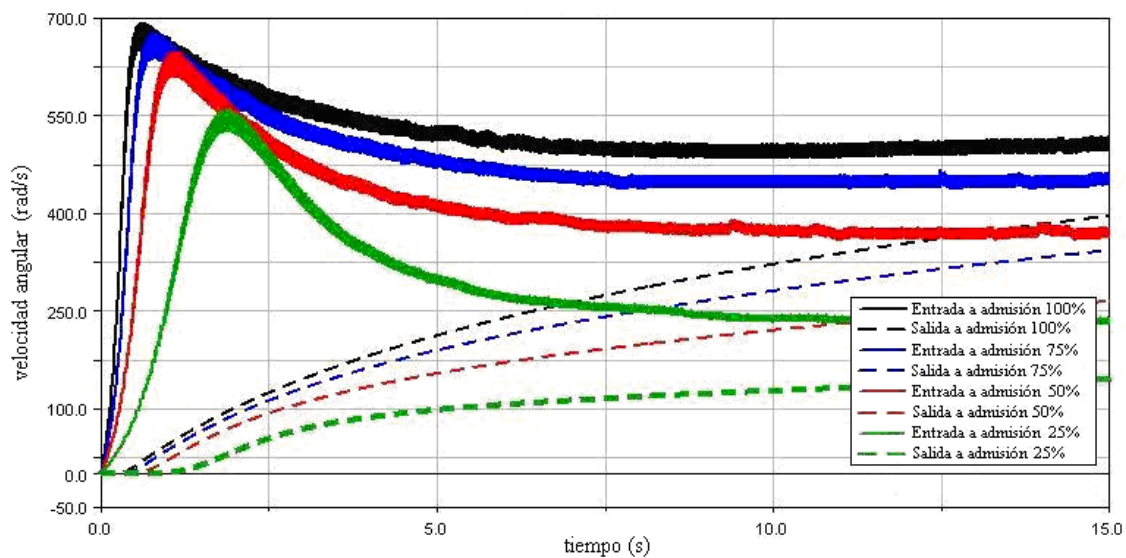


Figura 31. Aceleración para distintos niveles de admisión del motor

De esta evolución de las velocidades angulares del eje de salida en función de la admisión del motor se comprueba, como es de esperar, que la respuesta del sistema de transmisión en términos de aceleración mejora con el aumento en la admisión del motor.

De nuevo en este caso, el control de la amplitud de la velocidad angular generada por el mecanismo de accionamiento permitiría una mejora de este proceso, alcanzándose en un determinado tiempo velocidades más altas para cada nivel de admisión del motor de combustión interna.

3.5.2.3 Respuesta del sistema frente a pendientes de la carretera

Por último, se muestra la evolución de la respuesta de la transmisión, a máximo nivel de admisión del motor, frente a distintas pendientes de la carretera (ver Figura 32). Se obtienen, de esta forma, las evoluciones de las velocidades angulares del eje de salida de la transmisión para distintas pendientes de la carretera.

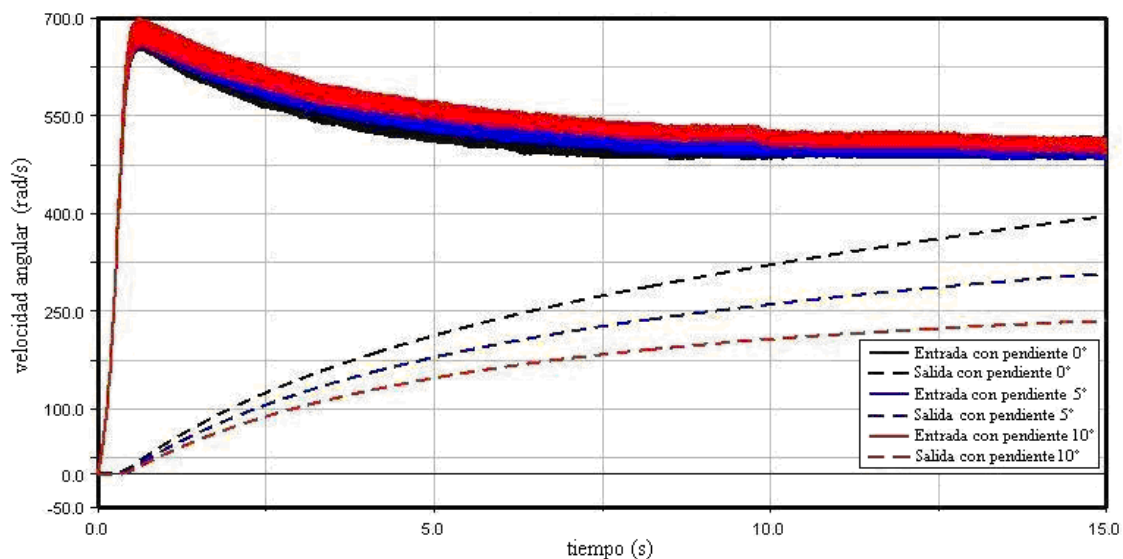


Figura 32. Aceleración para distintas pendientes de la carretera a máxima admisión del motor

Se comprueba así que, con este tipo de transmisiones, el vehículo responde de manera favorable ante distintos desniveles de la calzada, manteniendo el motor en un mismo régimen de giro. También, en este caso, un control de la amplitud de la velocidad angular generada por el mecanismo de accionamiento en función de la evolución de la pendiente de la carretera, permitiría una mejora de la respuesta de la transmisión frente a solicitudes de este tipo.

3.5.2.4 Oscilaciones de la velocidad angular de entrada

En la Figura 30 a Figura 32 puede apreciarse como la velocidad angular del eje de entrada no es totalmente constante, sino que sufre una pequeña oscilación sobre un valor medio, dando como resultado que la representación de esta velocidad de entrada tenga forma de banda de un determinado grosor.

Para explicar este comportamiento es necesario hacer uso de los modos de funcionamiento del tren epicicloidal inercial anteriormente expuestos. Analizando estos tres modos de funcionamiento se demuestra que la potencia introducida por el eje de entrada (que es igual a la potencia del porta satélites al no intercalarse ningún elemento activo) no es constante, ya que hay veces que esta entrada debe suministrar potencia a dos elementos (modo 1), otras veces solo a uno (modo 3) y en otras ocasiones a ninguno, recibiendo en cambio potencia de la corona (modo 2). Esto hace que el par que el motor ha de suministrar no sea constante.

Si se analizan el sentido de las cesiones de potencia y los pares que hay aplicados en cada eje se aprecia que, al introducir una señal oscilante centrada en cero, la corona absorbe y cede potencia cíclicamente. La corona solo puede absorber potencia del eje de entrada de la transmisión. En cambio tiene dos posibilidades para ceder la potencia acumulada: bien cede potencia al planeta, y por tanto al eje de salida de la transmisión, o bien cede potencia al eje de entrada del tren epicicloidal (porta satélites).

La cesión de potencia de la corona es inversamente proporcional al par resistente que la misma encuentre en cada eje. Es decir, si se tiene un par resistente muy bajo a la salida del sistema de transmisión, la corona cede gran parte de su energía a la salida. En cambio, si el par resistente es alto (al subir una pendiente pronunciada o en condiciones de gran aceleración, por ejemplo) la corona cede más potencia hacia el eje de entrada.

En la situación de cesión de potencia por parte de la corona masiva hacia el motor a través del porta satélites, dicho motor no puede generar un par negativo para frenar el eje de entrada, por lo que se acelerará aumentando su velocidad. En cambio, cuando la

corona masiva y la salida necesitan ser acelerados, el eje de entrada se enfrenta a una resistencia a su movimiento de giro, que hace que su velocidad disminuya.

Otra forma de entender este fenómeno es analizando el punto de funcionamiento de un motor de combustión interna. Un motor de combustión, para un valor de la admisión fijo, trabaja en el punto de equilibrio entre las curvas de par motor par resistente. En el caso de la CVT dinámica objeto de estudio, la curva de par resistente es variable dentro de cada periodo, ya que depende del modo de funcionamiento en el que se encuentre el tren epicicloidal en cada instante. Por lo tanto, el motor debe adaptarse de manera instantánea a las condiciones de funcionamiento a lo largo de cada periodo.

Entendida la causa de las oscilaciones de la velocidad angular de salida es posible disminuirlas, siendo posibles distintas actuaciones, entre las que se podrían destacar las dos actuaciones siguientes:

La más sencilla de las actuaciones posibles consiste en el uso de un disco de inercia a la entrada de la transmisión. De esta forma se consigue que el eje de entrada ejerza una resistencia a ser acelerado y frenado continuamente. La corona masiva verá así dificultada la cesión de potencia hacia el eje de entrada, debiendo ceder dicha potencia hacia el eje de salida. Se consigue con el uso de esta solución un doble objetivo: por un lado la velocidad del eje de entrada es más regular y, por otro lado, se cede más potencia hacia la salida con lo que se mejora el rendimiento global del sistema de transmisión

Otra actuación posible consiste en optimizar las relaciones cinemáticas bien del tren epicicloidal, del sistema de accionamiento o del sistema de rectificación, de forma que dichas relaciones cinemáticas hagan posible que la corona ceda el mínimo de potencia hacia la entrada.

3.6 Conclusiones

En este capítulo se ha expuesto el principio de funcionamiento del sistema de transmisión inercial desarrollado. Se han descrito los mecanismos o subsistemas que componen el sistema de transmisión. Se han mostrado, igualmente, los distintos modos de funcionamiento que sufre el sistema y se ha explicado el esquema de funcionamiento completo del sistema de transmisión continuamente variable.

Asimismo, se han expuesto también los resultados más significativos obtenidos del análisis computacional realizado, con lo que se comprobó que el comportamiento del sistema de transmisión es el adecuado para servir de transmisión de un vehículo.

En base al principio de funcionamiento del sistema de transmisión y a los resultados obtenidos en el análisis computacional inicial, se diseñó y construyó un prototipo de transmisión, según se muestra en Pérez (2010). Dicho prototipo se construyó con el fin de ser ensayado en un banco para transmisiones concebido al efecto. El ensayo experimental del prototipo se realizó, ya en el periodo de investigación que comprende esta tesis, para contrastar el correcto funcionamiento del sistema de transmisión y comprobar si su comportamiento real permite su uso en transmisiones de vehículos.

CAPÍTULO 4:

ENSAYO DEL PROTOTIPO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

4.1 Introducción

Tras el estudio analítico inicial se llevó a cabo el diseño, cálculo y construcción de un prototipo del sistema de transmisión, según se muestra en Pérez (2010), con el fin de poder observar el comportamiento real de la transmisión objeto de estudio.

Una vez construido el prototipo se monta en un banco de ensayos donde se obtiene la evolución de las señales que permitirán caracterizar el funcionamiento del sistema de transmisión. El posterior procesamiento de estas señales permite la obtención, para cada ensayo realizado, de la evolución frente al tiempo de variables fundamentales de la transmisión, como las potencias de entrada y salida, la relación de transmisión y el rendimiento medio del sistema.

4.2 Prototipo del sistema de transmisión

El prototipo del sistema de transmisión (ver Figura 7) se diseña, según principios generales de cálculo de elementos mecánicos, con el objetivo de garantizar su integridad estructural y su fiabilidad mecánica.

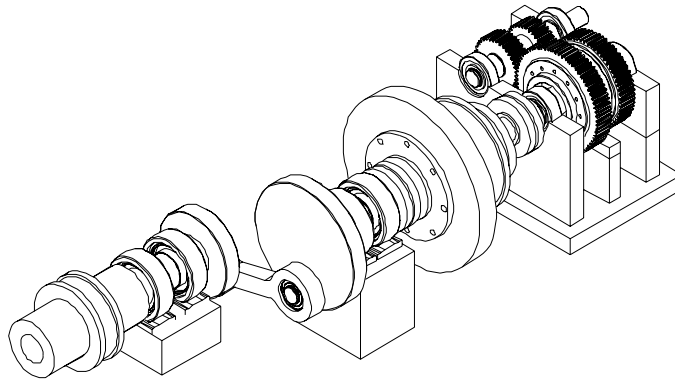


Figura 33. Esquema del prototipo

El prototipo se construye con el propósito de ser montado en un banco de ensayos para la obtención de las curvas de comportamiento del sistema de transmisión. Se adquiere un tren epicycloidal de fabricación industrial para su uso en el mecanismo inercial. A la corona de dicho tren se le adiciona una masa concéntrica para proporcionarle el carácter inercial a la transmisión (ver Figura 34). Los rodamientos, las juntas y los apoyos del prototipo se adquieren, asimismo, a proveedores de diversas firmas industriales. El resto de elementos mecánicos (piñones, soportes, estructura de sustentación, biela, balancín, etc.) se fabrican de forma artesanal en talleres de mecanizado. Se mayoran las dimensiones de estos elementos para prevenir el fallo mecánico de los mismos durante la realización de los ensayos.

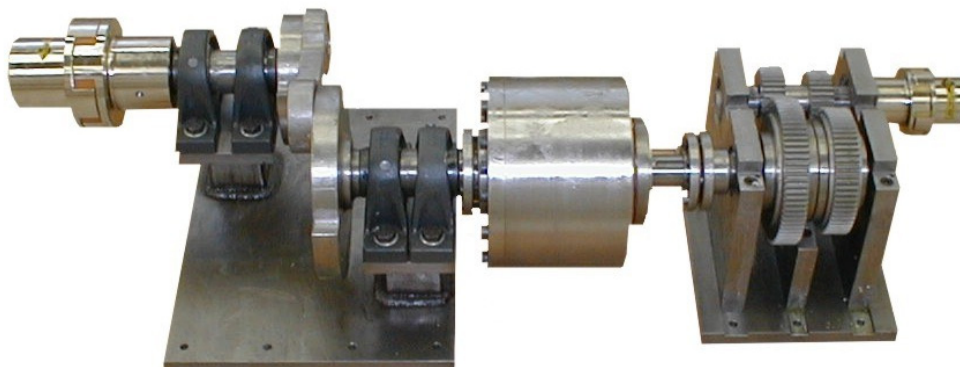


Figura 34. Prototipo del sistema de transmisión

Los piñones se tallan con engranajes rectos por facilidad de fabricación y montaje (ver Figura 34). La utilización de engranajes rectos, la fabricación de ciertos elementos con dimensiones mayoradas y las posibles imprecisiones al realizar el montaje del prototipo pueden incidir negativamente en los valores de rendimiento obtenidos en el ensayo de la transmisión. Por tanto, un prototipado refinado del sistema de transmisión podría dar lugar a mejores valores de rendimiento que los que se muestran más adelante.

4.3 Banco de Ensayos

El banco de ensayos donde se monta el prototipo de la transmisión se acciona por un motor eléctrico, por lo que, al tratarse de una transmisión de tipo dinámico, los procesos de aceleración no son comparables con los que se obtendrían con un motor de combustión interna. En estas condiciones, el objeto del análisis experimental es comprobar el comportamiento del sistema de transmisión en régimen permanente o estacionario, comprobar el correcto funcionamiento del sistema y chequear la validez del modelo computacional. En el régimen permanente, la excentricidad se sitúa en una posición que proporciona, para las condiciones de ensayo fijadas en cada caso, una amplitud fija de la velocidad angular de salida del mecanismo de accionamiento.

4.3.1 Características generales del banco de ensayo

El banco de ensayos (ver Figura 35) está provisto de un grupo moto-reductor de 30 *kW* controlado por un variador electrónico de frecuencia y que se conecta al eje de entrada del sistema de transmisión. El eje de salida de la transmisión se conecta a un freno electromagnético, a través del cual se puede variar el par de frenado, que proporciona un par máximo de 1150 *N·m*. El par y la velocidad angular en los ejes de entrada y de salida de la transmisión son medidos gracias a dos torsímetros. Éstos son capaces de medir pares de hasta 2000 *N·m* y 500 *N·m*, respectivamente, y de registrar velocidades de hasta 9000 *rpm*.

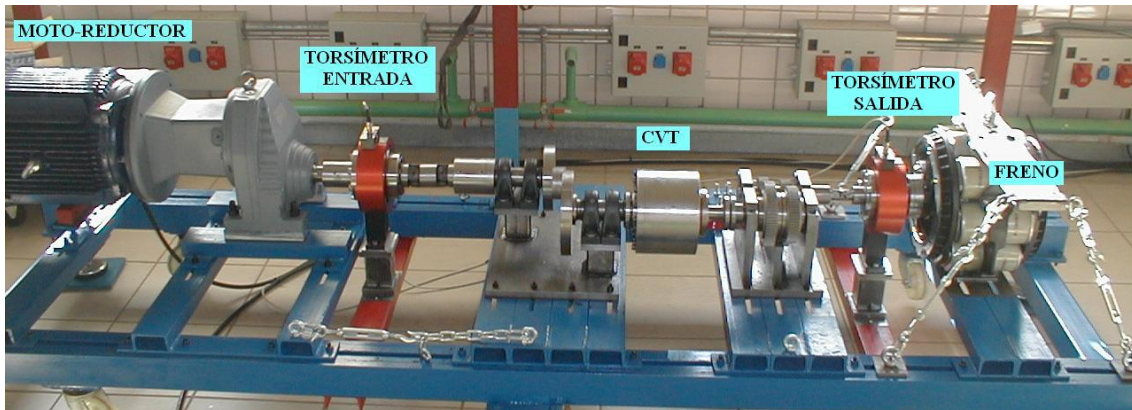


Figura 35. Banco de ensayos del prototipo

Ambos torsímetros del banco de ensayos se encuentran conectados con un sistema de adquisición de datos, con el fin de obtener de cada ensayo la evolución de las velocidades angulares y los pares de entrada y de salida en función del tiempo. Las características del sistema de adquisición de datos se exponen a continuación.

4.3.2 Condiciones externas del sistema de transmisión

Como se refirió con anterioridad, la respuesta del prototipo del sistema de transmisión dinámico desarrollado depende de las condiciones externas a las que se ve sometido, que, en este caso, son la velocidad de entrada, proporcionada por el grupo moto-reductor, y el par de salida, proporcionado por el freno electromagnético.

La velocidad en el eje de entrada del prototipo, proporcionada por el moto-reductor, se controla por un variador electrónico de frecuencia. Existe así una correspondencia entre la frecuencia del variador y la velocidad angular en eje de entrada para la que se estabiliza el sistema. En la Tabla 1 se muestra la correspondencia entre frecuencias del variador y velocidades medias de entrada para los ensayos realizados.

Frecuencia del Variador (Hz)	Velocidad angular media de entrada (rpm)
5	56,7
7.5	83,5
10	113,4
12.5	141,8
15	171,3
17.5	198,4
20	226,7
22.5	254,9

Tabla 1. Correspondencia entre frecuencia del variador y velocidad angular media de entrada

Por otro lado, el par resistente proporcionado por el freno electromagnético se controla mediante una fuente de tensión continua. Los valores de tensión utilizados para los ensayos se muestran en la Tabla 2. Dicho valor de tensión no se corresponde de manera directa con un valor medio del par resistente a la salida, ya que dicho valor de par depende de las condiciones de ensayo; en este caso, de la velocidad en el eje de entrada.

0	2,5	5	7,5	10	12,5	15
---	-----	---	-----	----	------	----

Tabla 2. Valores de tensión de excitación del freno electromagnético (V)

4.3.3 Sistema de adquisición de datos

Los principios utilizados para el montaje del sistema de adquisición de datos del banco en el que se ensaya el sistema de transmisión se basan en el sistema de adquisición utilizado en Centeno et al (2007), por lo que los principios de adquisición y procesado de señales allí expuestos son aplicables a los aquí desarrollados.

La adquisición se controla mediante un programa de adquisición de datos (ver Figura 36) realizado mediante el software *LabVIEW* desde un ordenador personal que contiene una tarjeta para tal fin.

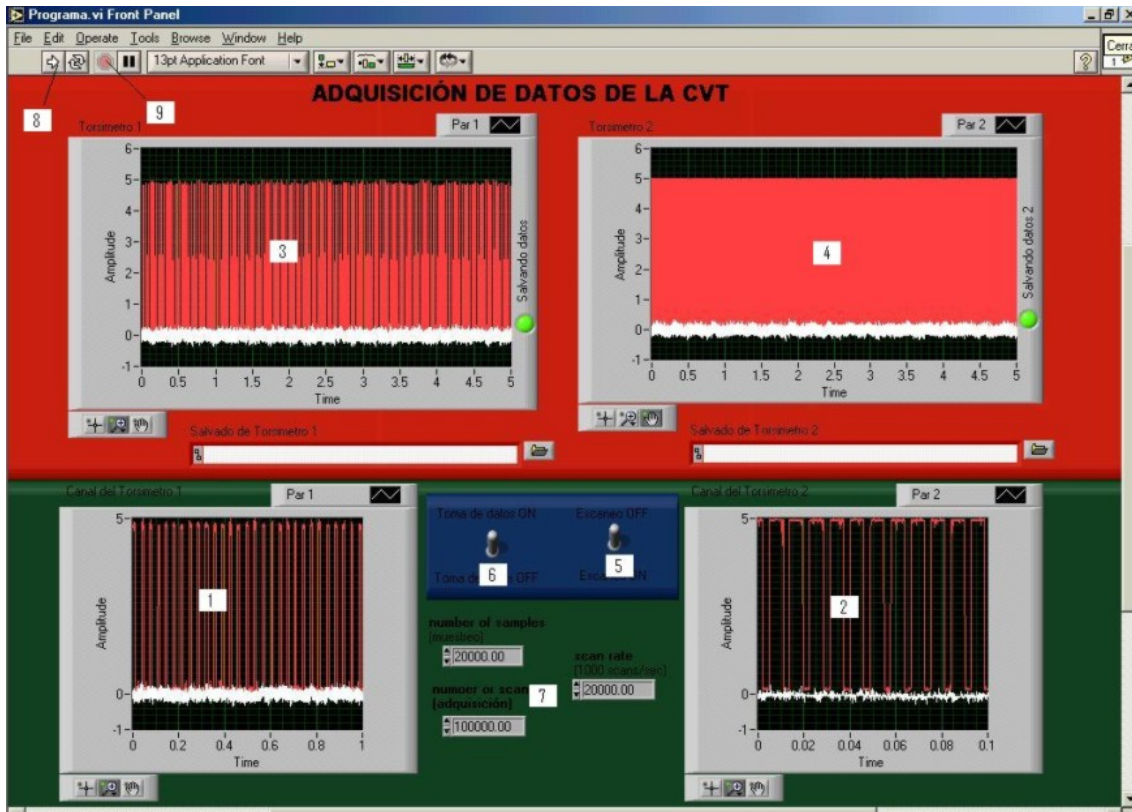


Figura 36. Programa del sistema de adquisición de datos

El registro de las señales de los torsímetros que adquiere el equipo (gráficas 3 y 4 de la Figura 36) se realiza a razón de 20000 veces por segundo (ventana 7 de la Figura 36) y se almacena en ficheros que son posteriormente procesados con programas realizados mediante el software *MATLAB*, para proporcionar las gráficas de evolución de los pares y de velocidades angulares registrados en los torsímetros de entrada y de salida.

4.3.4 Procesado de las señales obtenidas

Una vez fijadas las condiciones de ensayo, par en el eje de salida y velocidad en el eje de entrada del prototipo, y alcanzado el régimen permanente de funcionamiento del sistema de transmisión, se realiza la adquisición de datos para dicho ensayo. Se recogen, durante 10 segundos, y a razón de 20000 veces por segundo, las señales de par y velocidad angular en los torsímetros de entrada y de salida, almacenándose estas señales en un fichero de datos.

Las señales de velocidad angular de los torsímetros son de tipo *encoder*, por lo que hay que procesarlas para obtener la evolución de velocidades angulares en los ejes de

entrada y de salida. De igual forma, las señales del par en el eje de entrada y en el eje de salida se filtran y se procesan para obtener el par real en dichos ejes de entrada y de salida. El esquema de las funciones que conforman el programa en *MATLAB* de procesamiento de los datos correspondientes a señales de par y velocidad angular obtenidas por el sistema de adquisición de datos se muestra en la Figura 37. El código de dichos programas se puede consultar en el apéndice B.

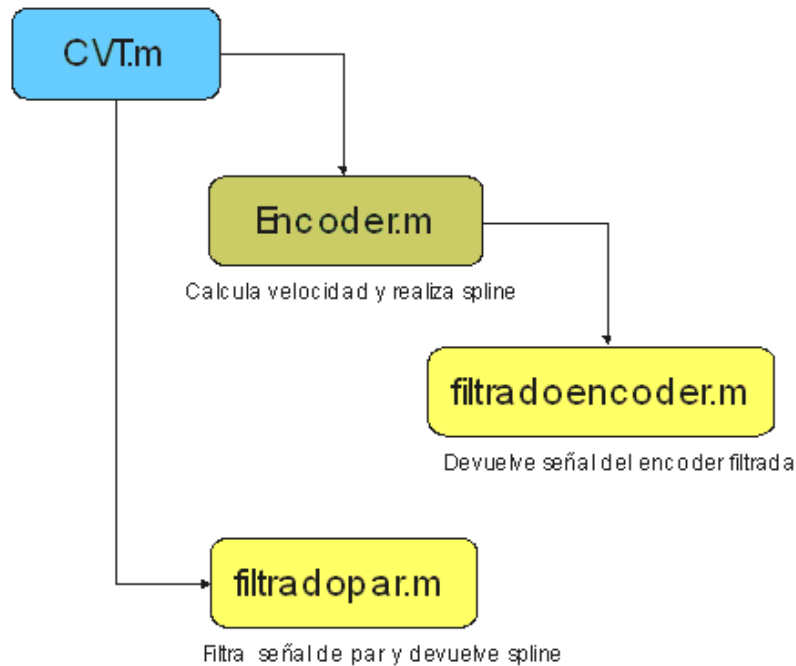


Figura 37. Esquema de programas de procesamiento de datos

La función principal *CVT.m* recibe los datos del fichero de adquisición generado en cada ensayo del prototipo. Por un lado, las señales de *encoder* de velocidad se envían a la función *encoder.m*, que calcula la evolución de las velocidades angulares de entrada y de salida frente al tiempo. Estas señales de velocidad angular se filtran en la función *filtradoencoder.m* y se devuelven a la función principal. Por otro lado, las señales de par se filtran en la función *filtradopar.m* y se envían a la función principal.

A partir de las evoluciones reales de par y velocidad angular frente al tiempo en los ejes de entrada y de salida del sistema de transmisión se obtienen en la función principal *CVT.m* las evoluciones de potencia en los ejes de entrada y de salida, la evolución de la relación de transmisión y se realizan los cálculos para obtener el rendimiento en cada ensayo realizado.

4.4 Obtención de resultados para un ensayo

Una vez explicado el sistema de adquisición de datos y el procesado de las señales adquiridas hasta obtener la evolución real de las señales, se muestran a continuación las gráficas que se obtienen para un ensayo concreto. Este ensayo se realiza para una frecuencia de $22,5 \text{ Hz}$ del variador electrónico que controla el grupo moto-reductor y un valor de la tensión que controla el freno electromagnético de 10 voltios, que se corresponden con una velocidad media del motor de entrada de $254,1 \text{ rpm}$ y un par de salida de $15,4 \text{ N}\cdot\text{m}$. Estos valores constituyen las condiciones externas del sistema y caracterizan las condiciones en que se realiza el ensayo.

4.4.1 Velocidad angular y par en el eje de entrada

Una vez procesado el fichero de datos procedente del sistema de adquisición, se obtienen, para este ensayo, la evolución frente al tiempo de las señales de par y velocidad angular en el eje de entrada. Se muestran las evoluciones de estas variables para tiempos entre cero y 1 segundo.

La velocidad angular en el eje de entrada (ver Figura 38) es una señal que oscila periódicamente, en este ensayo entre 234 y 290 rpm , siendo su valor medio $255,1 \text{ rpm}$.

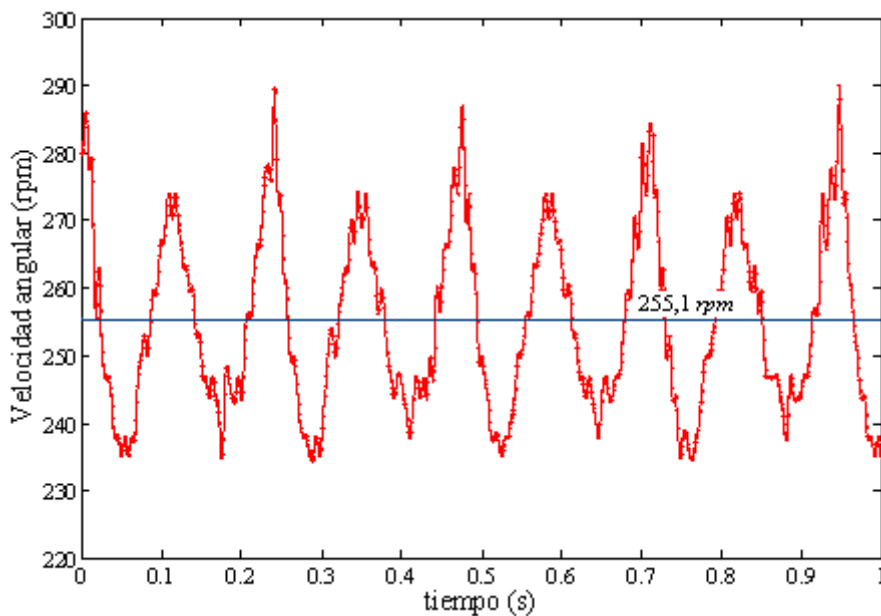


Figura 38. Velocidad angular en el eje de entrada

De igual forma el par en el eje de entrada (ver Figura 39) oscila de manera periódica, en este ensayo entre -130 y $190 \text{ N}\cdot\text{m}$, siendo su valor medio $9,7 \text{ N}\cdot\text{m}$. Los valores negativos del par en el eje de entrada corresponden a valores negativos de la potencia en el eje de entrada. Esto indica, como se expuso anteriormente, que en los instantes en que la potencia en el eje de entrada es negativa, se cede potencia desde el sistema de transmisión al elemento de accionamiento; en este caso, al grupo moto-reductor.

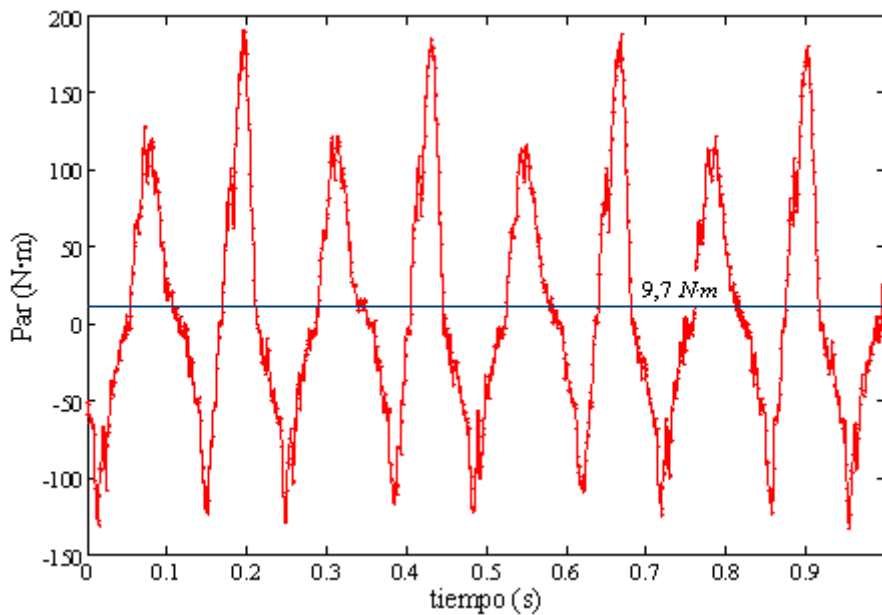


Figura 39. Par en el eje de entrada

El periodo de las curvas de la Figura 38 y de la Figura 39 tiene un valor de $0,235$ segundos y coincide con el periodo de un giro completo del mecanismo de entrada, esto es, con una vuelta completa del eje de entrada o eje motriz. Por lo tanto, la velocidad angular obtenida en (6) a partir del valor de dicho periodo debe coincidir de manera aproximada (como de hecho sucede) con el valor medio de la velocidad angular en el eje de entrada.

$$T = 0,235 \text{ s} \rightarrow f = \frac{1}{T} = 4,255 \text{ Hz} \rightarrow \omega_e = 255,3 \text{ rpm} \approx \omega_{me} = 255,1 \text{ rpm} \quad (6)$$

4.4.2 Velocidad angular y par en el eje de salida

De igual forma que para el eje de entrada, se obtienen para este ensayo la evolución frente al tiempo de las señales de par y velocidad angular en el eje de salida, mostrándose las evoluciones de estas variables para tiempos entre cero y 1 segundo.

En la Figura 40 se muestra la velocidad angular en el eje de salida, que también oscila periódicamente; en concreto, en este ensayo, entre 89 y 98 *rpm*. El valor medio de la velocidad angular de salida es 94,3 *rpm*.

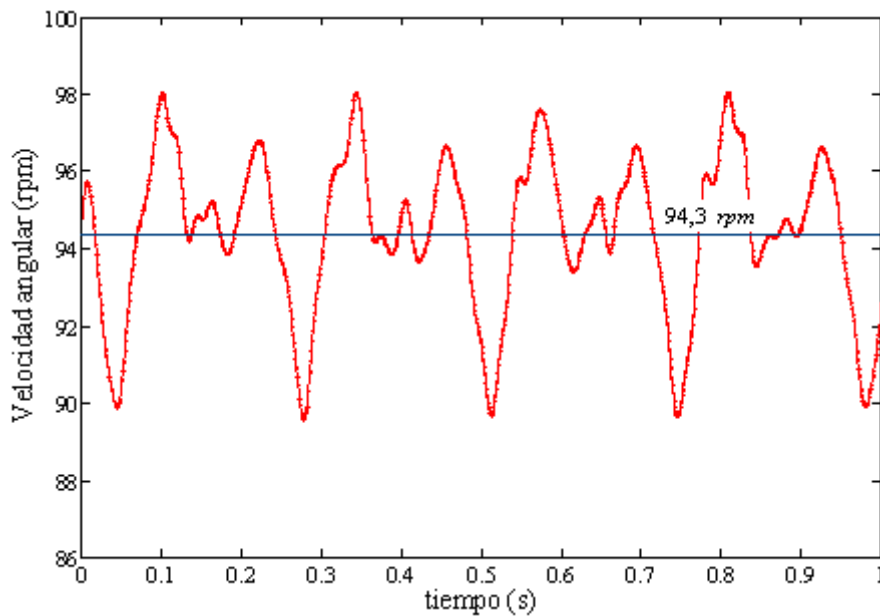


Figura 40. Velocidad angular en el eje de salida

Por su parte, el par en el eje de entrada (ver Figura 41) oscila, periódicamente, en este ensayo, entre 0 y 53 *N·m*, siendo su valor medio 15,4 *N·m*. La aparición de pares negativos en el eje de salida durante el ensayo del prototipo del sistema de transmisión es teóricamente imposible debido a dos motivos: en primer lugar, las ruedas libres quedan desengranadas al girar el eje en sentido contrario y en segundo lugar, el freno electromagnético solo genera pares resistivos en un sentido, oponiéndose al movimiento del eje de salida. El motivo de la aparición en los resultados de los ensayos de estos pequeños valores negativos se debe al efecto de desengrane de las ruedas libres.

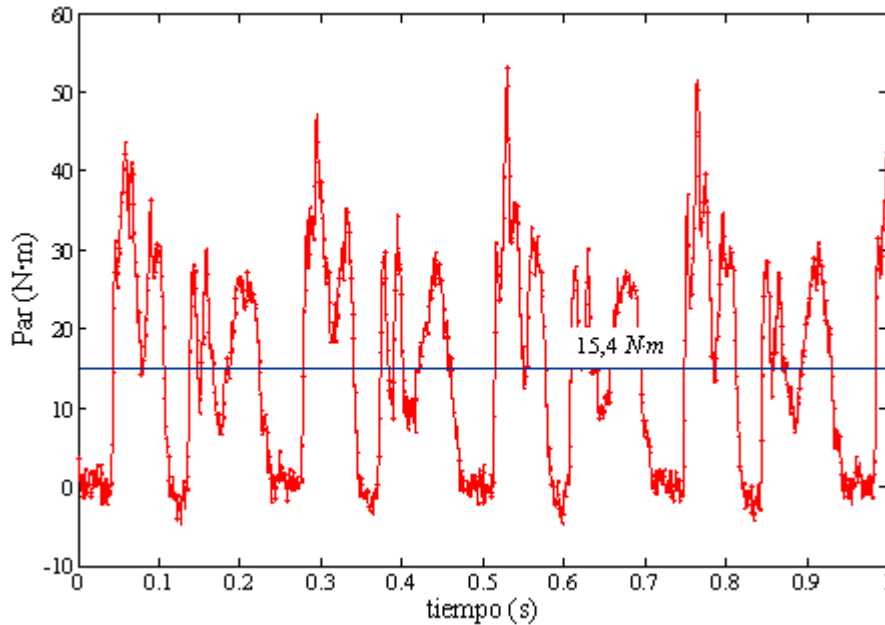


Figura 41. Par resistente en el eje de salida

El periodo de oscilación de la velocidad angular y del par resistente en el eje de salida coincide con el periodo de la velocidad angular y par en el eje de entrada, siendo de nuevo su valor 0,235 segundos para este ensayo. Como se dijo, el periodo característico de oscilación de la transmisión coincide con el periodo de un giro completo del mecanismo de entrada, que corresponde a una vuelta completa del eje de entrada o eje motriz del sistema de transmisión.

4.4.3 Potencias de entrada y de salida

A partir de las señales de velocidad angular y par en los ejes de entrada y de salida, se pueden obtener otras magnitudes derivadas de las mismas, como en este caso son las potencias de entrada y de salida.

La potencia en el eje de entrada se obtiene de multiplicar punto a punto las curvas de velocidad angular y par en dicho eje, las cuales se muestran en la Figura 42. Como se puede apreciar en dicha Figura 42, la velocidad angular y el par en el eje de salida son señales oscilantes desfasadas temporalmente, aunque como se dijo su periodo de oscilación coincide con el periodo de oscilación característico de la transmisión.

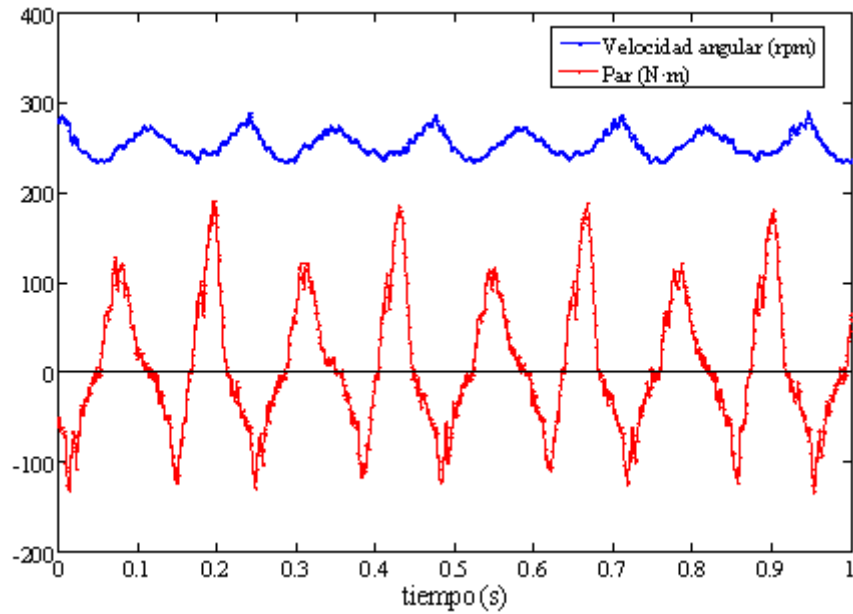


Figura 42. Velocidad angular y par en el eje de entrada

La potencia de entrada (ver Figura 43) es una señal que oscila entre valores positivos y negativos, como ya se expuso en el estudio analítico y numérico previo del sistema de transmisión. La curva de potencia de entrada oscila para este ensayo entre valores de -4000 y 5000 W , aproximadamente, siendo el balance de potencia de entrada positivo con una potencia media en el eje de entrada para este ensayo de 220,8 W . Además, al ser la velocidad angular de entrada siempre positiva, el flujo de potencia en el eje de entrada se hace nulo en los mismos instantes de tiempo en que el par en el eje de entrada es cero (ver Figura 39 y Figura 42). Cabe destacar también al respecto que la señal de la potencia de entrada oscila en fase con el par en el eje de entrada de la transmisión. Por último, el periodo de oscilación de la potencia en el eje de entrada es de nuevo 0,235 segundos para este ensayo, coincidiendo con el periodo característico de oscilación del sistema de transmisión.

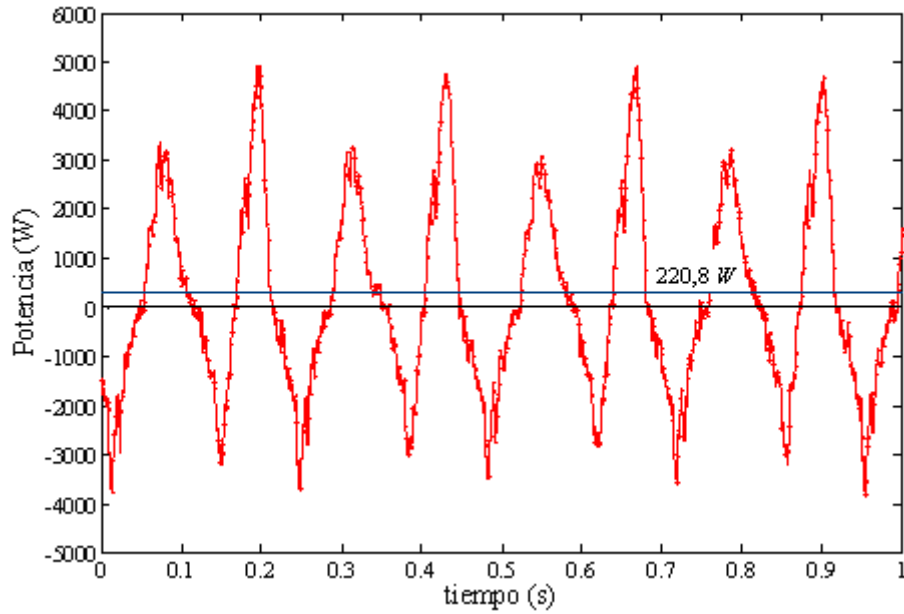


Figura 43. Potencia en el eje de entrada

Por su parte la potencia de salida se obtiene multiplicando, punto a punto, las curvas de velocidad angular y par resistente en el eje de salida (ver Figura 44). Al igual que ocurre en el eje de entrada, la velocidad angular y el par en el eje de salida son señales oscilantes, con igual periodo de oscilación pero desfasadas en el tiempo.

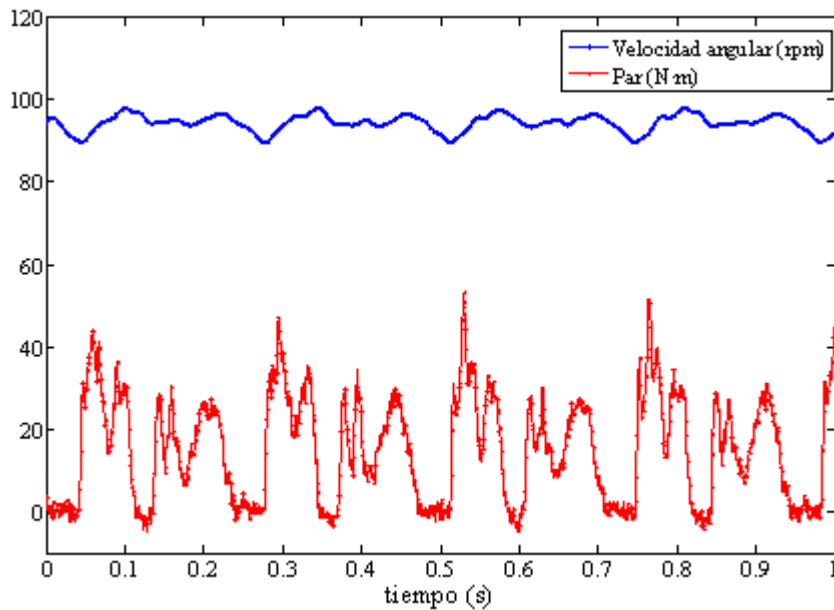


Figura 44. Velocidad angular y par en el eje de salida

La potencia en el eje de salida (ver Figura 45) es una señal que oscila entre cero y una potencia máxima de 500 W aproximadamente, siendo la potencia media en el eje de salida para este ensayo de $152,4\text{ W}$. Al igual que se expuso para el caso del par, la aparición de valores negativos de la potencia en el eje de salida durante el ensayo del prototipo es teóricamente imposible. Como se explicó, esta imposibilidad teórica reside en dos motivos: las ruedas libres quedan desengranadas al girar el eje en sentido contrario y el freno electromagnético solo genera pares resistivos en el sentido que se opone al movimiento del eje de salida. El motivo de la aparición en los ensayos de estos pequeños valores negativos se debe al efecto de desengrane de las ruedas libres.

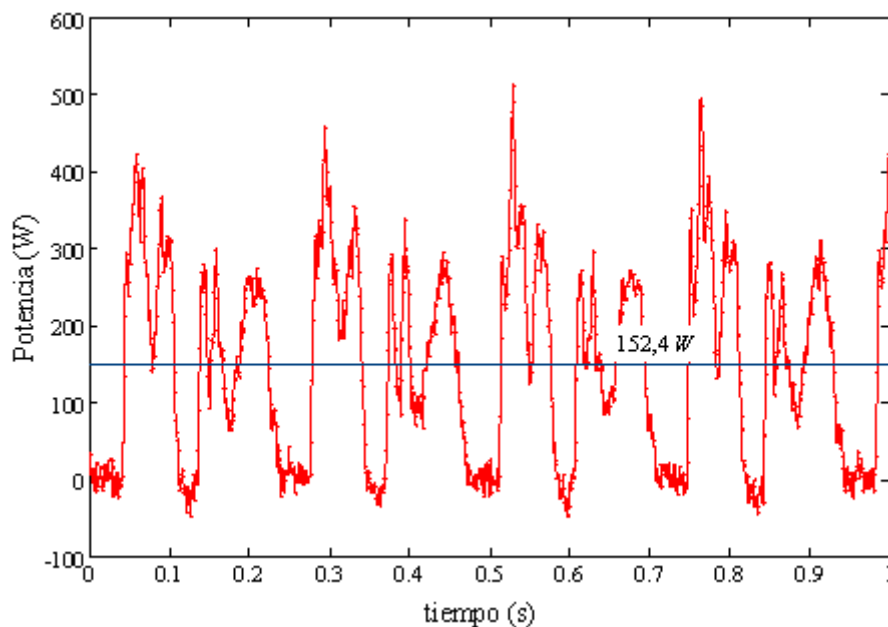


Figura 45. Potencia en el eje de salida

Al igual que sucede en el eje de entrada, la potencia en el eje de salida se hace nula en los mismos instantes en que se hace nulo el par resistente en el eje de salida (ver Figura 41 y Figura 44). Además, la potencia de salida oscila igualmente en fase con el par resistente en el eje de salida de la transmisión y el periodo de oscilación de la potencia de salida coincide de nuevo con el periodo característico de oscilación del sistema de transmisión, que para este ensayo era $0,235$ segundos.

Se muestra, por último, en la Figura 46, de manera conjunta la evolución de las potencias de entrada y de salida.

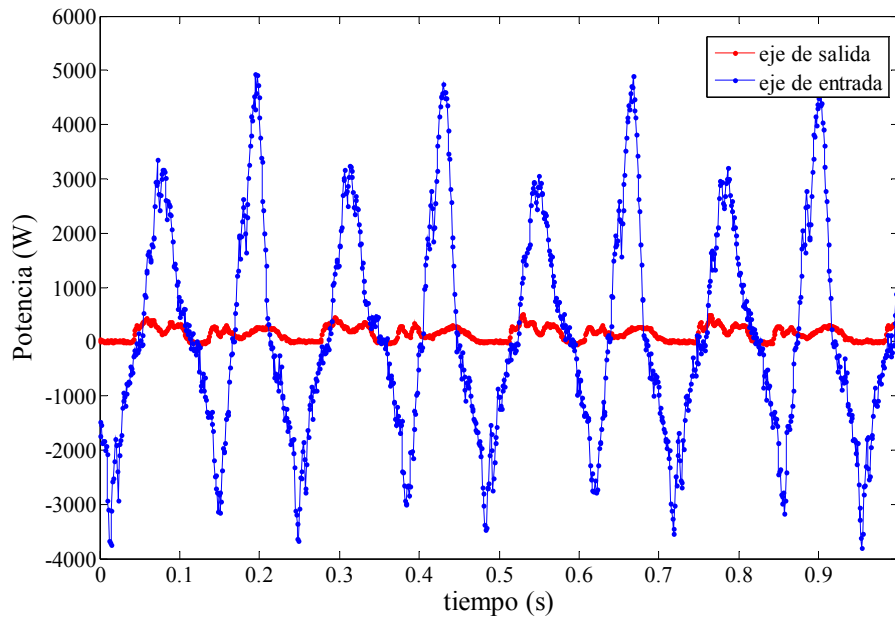


Figura 46. Potencias de entrada y de salida

En la Figura 46 se observa como la amplitud de la potencia en el eje de entrada es mucho mayor que en el eje de salida. Esto es debido a que en el eje de entrada se produce un flujo de potencia cíclico y hacia una y otra dirección de manera alternativa entre la transmisión y el motor eléctrico. El hecho de que dicho flujo de potencia sea mucho mayor que la potencia transmitida a través del eje de salida se debe a que la oposición al flujo de potencia es mucho mayor por parte del freno electromagnético en el eje de salida que por el motor eléctrico en el eje de entrada. Este fenómeno se atenuaría, como se dijo anteriormente, con la inclusión de un disco de inercia entre el grupo moto-reductor y el eje de entrada de la transmisión. Sin embargo, no se realizó la inclusión de dicho disco de inercia para el ensayo del prototipo porque hubiese atenuado las oscilaciones periódicas del sistema de transmisión.

4.4.4 Relación de transmisión

La evolución de la relación de transmisión frente al tiempo en este ensayo, definida como la relación en cada instante entre los valores de la velocidad angular en los ejes de salida y de entrada del sistema de transmisión, se obtiene de dividir, punto a punto, las curvas de velocidad angular de salida y entrada (ver Figura 47).

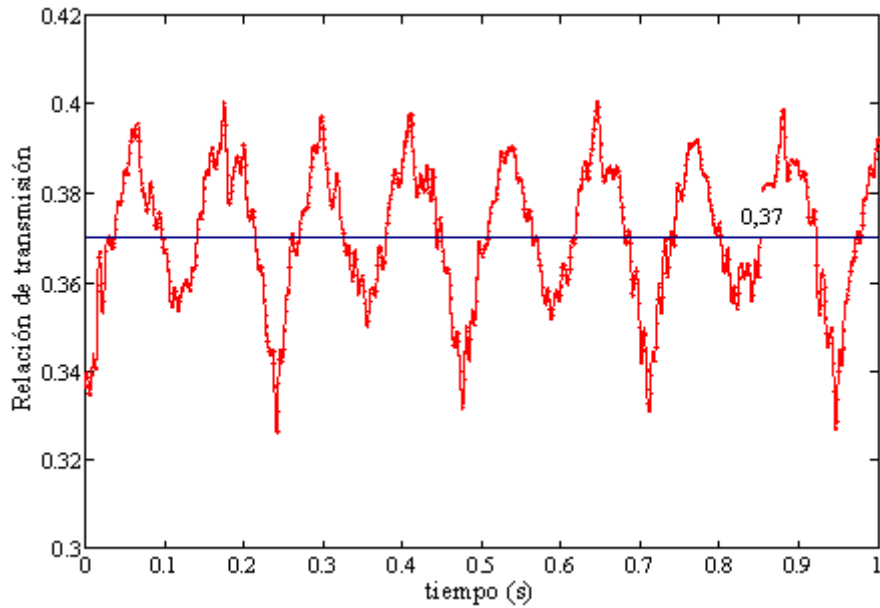


Figura 47. Relación de transmisión

Se observa en la Figura 47 como la relación de transmisión frente al tiempo oscila de manera periódica, en este ensayo entre 0,32 y 0,4, siendo su valor medio 0,37. Además el periodo de oscilación de la relación de transmisión coincide con el periodo de oscilación característico del sistema, que para este ensayo era 0,235 segundos.

4.4.5 Rendimiento del sistema de transmisión

El rendimiento medio del sistema de transmisión, para un ensayo realizado con unas condiciones de funcionamiento determinadas, se obtiene como cociente de los valores totales de la energía cedida a través del eje de salida y la energía suministrada a través del eje de entrada. Dichos valores de energía se obtienen de la integración de las señales de potencia de salida y de entrada respectivamente, quedando para este ensayo un valor del rendimiento de 0,69.

4.4.6 Valores medios de las variables

Como se ha mostrado anteriormente, las principales variables obtenidas en cada ensayo oscilan de manera periódica en torno a un valor medio. Además se constató la existencia, para cada ensayo, de un periodo de oscilación característico del sistema de transmisión que es función de las condiciones de funcionamiento a las que se somete el

sistema. De esta forma, todas las variables obtenidas para un ensayo determinado evolucionan según dicho periodo de oscilación.

La necesidad de caracterizar cada ensayo del prototipo del sistema de transmisión por una serie de valores, justifica que se consideren para dicha caracterización los valores medios de las variables en las condiciones de funcionamiento de cada ensayo.

Por todo lo expuesto, se hace uso de valores medios de las variables para caracterizar cada uno de los ensayos que se han realizado al prototipo. Para cada ensayo se obtienen las velocidades medias de entrada y de salida y los pares medios de entrada y de salida. También se obtienen las potencias medias de entrada y de salida a partir de las curvas de potencia, así como la relación de transmisión media y el rendimiento medio. De esta forma, se considera para cada ensayo una serie de valores medios, que para el ensayo tomado como ejemplo serían los que se muestran en la Tabla 3:

ω_{me}	ω_{ms}	rt_m	P_{me}	P_{ms}	η_m	T_{me}	T_{ms}
255,1 rpm	94,3 rpm	0,37	220,8 W	152,4 W	0,69	9,7 N·m	15,4 N·m

Tabla 3. Valores medios de las variables para un ensayo

4.5 Conclusiones

En este capítulo, se ha comprobado mediante el ensayo del prototipo en un banco de ensayos el correcto comportamiento del sistema de transmisión. Además, se han obtenido las evoluciones de las variables que caracterizan el funcionamiento del sistema de transmisión en unas determinadas condiciones de ensayo, exponiendo la necesidad del uso de los valores medios de dichas variables para la caracterización del sistema de transmisión para las condiciones de funcionamiento de cada ensayo.

Una vez establecidos estos criterios, se pasa a realizar series de ensayos que cubran el rango de funcionamiento del sistema de transmisión y que permitan su caracterización de una manera global. Las series de ensayo realizadas, así como los resultados que se derivan de dichos ensayos se exponen en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO 5:

RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS SERIES DE ENSAYO

5.1 Introducción

Se muestran en este capítulo los resultados de las series de ensayos realizadas al prototipo del sistema de transmisión inercial. Dichos ensayos se realizaron en el rango de funcionamiento más amplio posible, con el fin de que los resultados obtenidos permitan una buena caracterización del sistema de transmisión.

El hecho de que el prototipo del sistema de transmisión se fabricase de una manera un tanto artesanal, la aparición de vibraciones durante los ensayos realizados a mayores velocidades, así como la necesidad de garantizar la integridad estructural del prototipo, limitaron el rango de funcionamiento en el que se ensayó el prototipo. Sin embargo, la gran cantidad de ensayos realizados y el enorme número de puntos de funcionamiento obtenidos permiten extrapolar los resultados fuera de los límites de ensayo.

5.2 Series de ensayo

Se realizaron ensayos para distintas velocidades del motor de entrada fijadas, aumentándose paulatinamente la carga del freno manteniendo la velocidad del motor constante. Se pasó así desde una situación en el eje de salida de carga libre hasta otra de bloqueo, pasando por casos intermedios de par resistente en el eje de salida, para cada una de las velocidades fijadas a las que se realizaron los ensayos.

5.2.1 Rango de ensayo

El resumen del rango dentro del cual se realizaron los ensayos del prototipo del sistema de transmisión para cada serie de ensayos se muestra en la Tabla 4. La correspondencia entre las velocidades de entrada del sistema de transmisión con la frecuencia del variador que controla el grupo moto-reductor para cada ensayo se muestra en la Tabla 1. De igual forma, los valores de la tensión de excitación del freno electromagnético se corresponden con los mostrados en la Tabla 2.

Frecuencia (Hz)	Tensión de excitación del freno electromagnético (V)							
	0							
5	0							
7,5	0	Bloqueo						
10	0	2,5	5	7,5	Bloqueo			
12,5	0	2,5	5	7,5	10	Bloqueo		
15	0	2,5	5	7,5	10	Bloqueo		
17,5	0	2,5	5	7,5	10	12,5	Bloqueo	
20	0	2,5	5	7,5	10	12,5	Bloqueo	
22,5	0	2,5	5	7,5	10	12,5	15	Bloqueo

Tabla 4. Rango de ensayos de cada serie

De esta forma, se realizaron los ensayos que muestra la Tabla 4, para las distintas velocidades del motor de entrada fijadas, aumentándose paulatinamente la carga del freno y manteniendo la velocidad del motor constante. Se pasaba así desde una situación de carga libre en el eje de salida hasta otra de bloqueo, pasando por casos intermedios de par resistente en el eje de salida, para cada una de las velocidades fijadas a las que se realizaron los ensayos. La adquisición de datos de cada uno de los ensayos se realizó una vez alcanzaba el sistema de transmisión una situación de régimen permanente.

Se realizó este proceso completo en cinco ocasiones, correspondientes a las cinco series de ensayo, con similares sucesiones de velocidades de entrada y, para cada velocidad de entrada, con similar evolución en la carga de frenado. Con esto se consiguió un doble objetivo, verificar que los datos obtenidos eran veraces y, a la par, disponer de un

número suficiente de ensayos que mostrasen con fidelidad la evolución del comportamiento del sistema de transmisión dentro de los límites de ensayo previamente decididos. En cuanto a esto último, cabe destacar que se optó por ensayar el prototipo dentro de unos límites que garantizaran la integridad del mismo, ya que un fallo mecánico hubiese retrasado el desarrollo de la investigación.

Los resultados fuera del rango de ensayo se extrapolan fuera de los límites de ensayo gracias a la gran cantidad de datos obtenida y a la calidad de los resultados obtenidos de cada uno de los ensayos realizados.

5.2.2 Valor medio de las variables en cada ensayo

Para un análisis general de la transmisión, y como anteriormente se ha comentado, se hace uso de las variables medias antes citadas obtenidas para cada uno de los ensayos realizados. Se muestra en la Tabla 5 los valores medios de las variables para todos los ensayos correspondientes a la serie 1.

Frecuencia (Hz)	Tensión (V)	ω_{me} (rpm)	ω_{ms} (rpm)	rt_m	P_{me} (W)	P_{ms} (W)	η_m	T_{me} (N·m)	T_{ms} (N·m)
5	0	56,69	0,00	0,00	9,09	0,00	0,00	1,53	0,74
7,5	0	85,05	3,73	0,04	10,90	0,38	0,04	1,25	0,98
7,5	Bloqueo	85,05	0,00	0,00	13,50	0,00	0,00	1,54	6,31
10	0	113,40	32,13	0,28	27,33	7,03	0,26	2,35	2,09
10	2,5	113,39	17,18	0,15	21,41	3,96	0,19	1,87	2,20
10	5	113,41	8,66	0,08	20,30	2,36	0,12	1,79	2,60
10	7,5	113,42	4,62	0,04	18,48	1,38	0,07	1,65	2,85
10	Bloqueo	113,42	0,00	0,00	17,03	0,00	0,00	1,53	7,28
12,5	0	141,75	87,95	0,62	57,86	29,47	0,51	4,00	3,20
12,5	2,5	141,73	54,01	0,38	43,83	20,95	0,48	3,05	3,70
12,5	5	141,76	29,97	0,21	38,09	13,34	0,35	2,71	4,25
12,5	7,5	141,75	17,67	0,12	35,76	8,56	0,24	2,54	4,62
12,5	10	141,79	11,44	0,08	36,62	6,09	0,17	2,61	5,06
12,5	Bloqueo	141,79	0,00	0,00	24,64	0,00	0,00	1,83	14,35

15	0	171,17	231,64	1,35	157,81	98,24	0,62	8,89	4,05
15	2,5	171,16	159,70	0,93	129,47	82,44	0,64	7,38	4,93
15	5	171,21	81,54	0,48	89,13	49,97	0,56	5,22	5,85
15	7,5	171,28	38,76	0,23	48,56	25,88	0,53	3,04	6,36
15	10	171,23	21,77	0,13	54,45	16,76	0,31	3,42	7,34
15	Bloqueo	171,28	0,00	0,00	31,27	0,00	0,00	2,20	25,18
17,5	0	198,35	322,60	1,63	272,37	148,40	0,54	13,55	4,39
17,5	2,5	198,38	211,24	1,07	227,98	132,38	0,58	11,18	5,98
17,5	5	198,37	133,44	0,67	180,12	102,26	0,57	8,99	7,32
17,5	7,5	198,41	61,35	0,31	120,76	52,57	0,44	6,29	8,17
17,5	10	198,50	30,60	0,15	84,72	29,94	0,35	4,60	9,32
17,5	12,5	198,50	19,32	0,10	80,74	20,97	0,26	4,46	10,35
17,5	Bloqueo	198,46	0,00	0,00	45,47	0,00	0,00	2,79	23,79
20	0	226,61	650,36	2,87	584,86	334,15	0,57	25,15	4,91
20	2,5	226,70	354,50	1,57	395,15	259,03	0,66	17,26	6,98
20	5	226,70	230,35	1,02	320,54	213,73	0,67	13,86	8,86
20	7,5	226,83	105,67	0,47	206,08	124,84	0,61	9,29	11,28
20	10	226,80	48,44	0,21	144,97	62,86	0,43	6,89	12,37
20	12,5	226,80	29,42	0,13	106,32	40,33	0,38	5,36	13,06
20	Bloqueo	226,83	0,00	0,00	64,17	0,00	0,00	3,69	34,48
22,5	0	254,71	901,56	3,55	858,20	498,96	0,58	33,29	5,28
22,5	2,5	254,69	785,51	3,09	867,81	567,12	0,65	33,82	6,89
22,5	5	254,85	413,96	1,63	613,99	440,50	0,72	23,97	10,16
22,5	7,5	255,05	198,32	0,78	413,67	274,19	0,66	16,65	13,21
22,5	10	255,13	100,95	0,40	252,07	165,27	0,66	11,05	15,63
22,5	12,5	254,73	52,91	0,21	179,69	96,46	0,54	8,54	17,38
22,5	15	254,85	32,24	0,13	134,28	62,86	0,47	6,88	18,56
22,5	Bloqueo	254,69	0,00	0,00	84,19	0,00	0,00	5,18	37,59

Tabla 5. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 1

De igual forma se muestran en la Tabla 19 a Tabla 23 del apéndice C los valores medios de las variables para todos los ensayos correspondientes de la serie 1 a la serie 5 de ensayos realizadas.

5.3 Resultados obtenidos

Como síntesis de los resultados obtenidos a partir de las series de ensayo realizadas y con el fin de caracterizar de manera general el comportamiento del sistema de transmisión, se hace uso de los valores medios de las variables en todos los ensayos realizados, que se recogen en la Tabla 19 a Tabla 23 del apéndice C.

5.3.1 Relación de transmisión

Con los datos generados de todos los ensayos realizados, se obtiene en primer lugar la gráfica de relación de transmisión frente a par de salida, mostrándose dicha evolución para las distintas velocidades de ensayo (ver Figura 48).

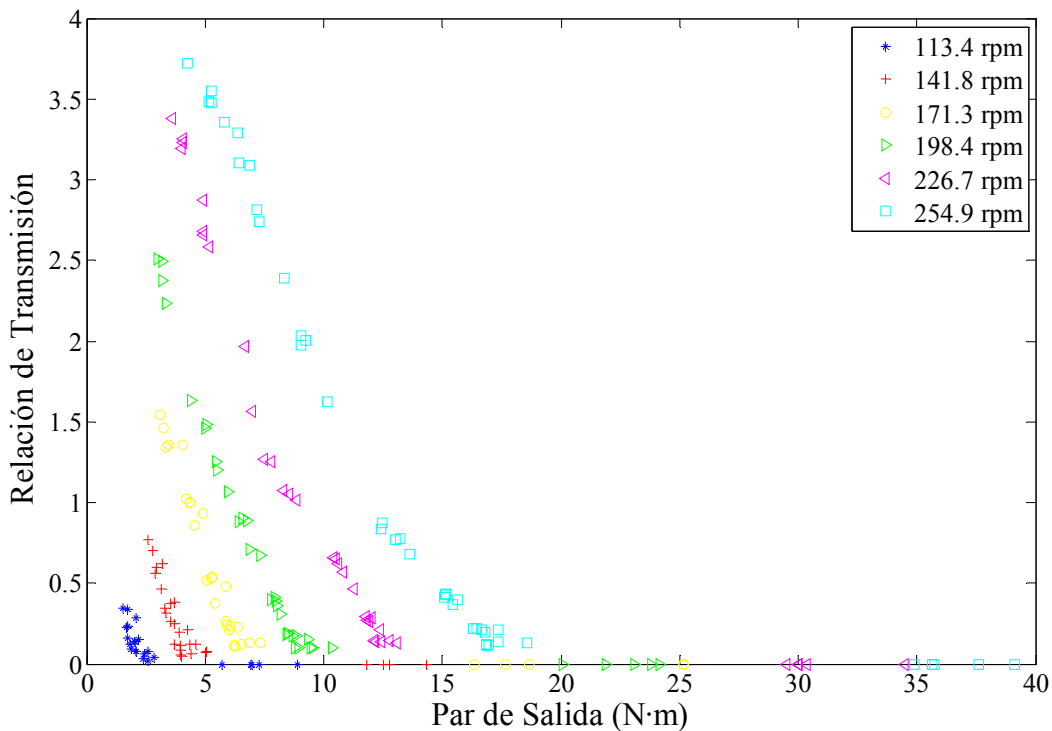


Figura 48. Relación de Transmisión frente a Par de Salida

Se observa que a medida que aumenta el par ejercido a la salida del prototipo del sistema de transmisión para una velocidad en el eje de entrada fija, la transmisión se autorregula de manera que disminuye la relación de transmisión. Esta disminución se produce de manera casi lineal para cada velocidad de ensayo fijada.

Dicha evolución se mantiene al aumentar la velocidad angular de entrada fijada, desplazándose en la gráfica hacia la derecha, al aumentar la velocidad de entrada fijada, las curvas de relación de transmisión frente a par de salida. De esta forma, las curvas se desplazan hacia la derecha cuanto mayor sea la velocidad del motor de entrada fijada; es decir, a mayor velocidad de entrada, mayor es la relación de transmisión a la que se ajusta el prototipo para un par de salida dado.

Cuando se ejerce un par límite a la salida, esto es, cuando se aplican condiciones de bloqueo, la relación de transmisión se hace cero. En estas condiciones se rompe la supuesta linealidad entre la relación de transmisión y el par de salida para cada velocidad angular de entrada fijada.

5.3.2 Rendimiento del sistema de transmisión

Se obtiene, de igual forma, a partir de los datos generados con todos los ensayos realizados, la gráfica de rendimiento frente a par de salida, mostrándose dicha evolución para las distintas velocidades de ensayo (ver Figura 49).

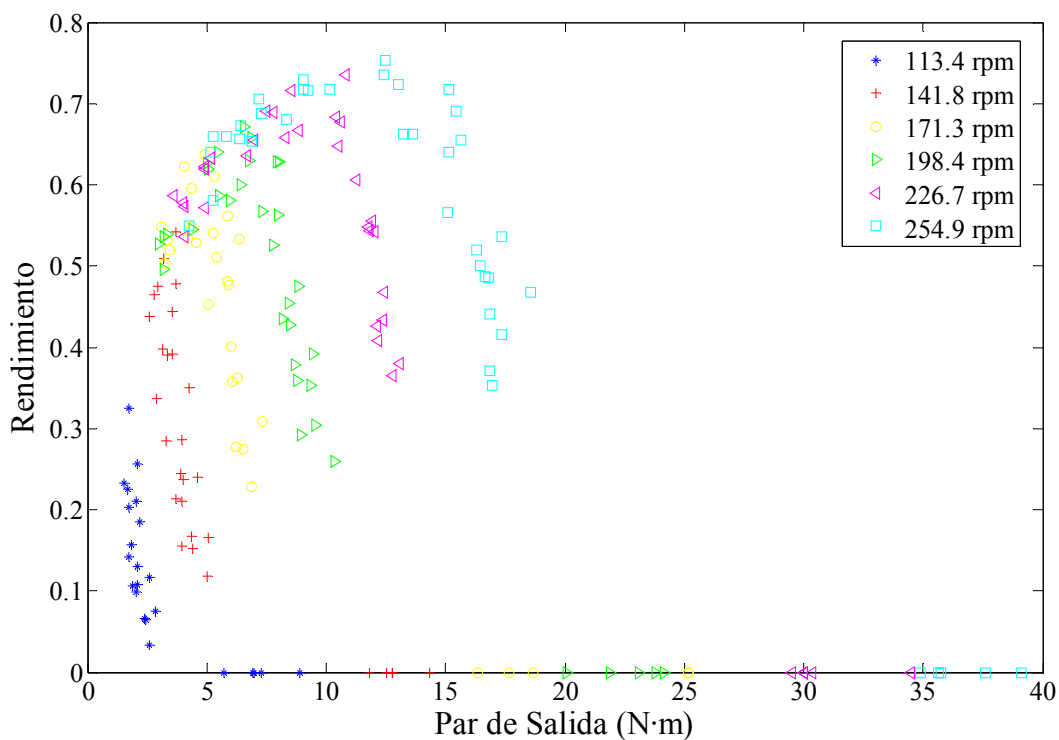


Figura 49. Rendimiento frente a Par de Salida

Para velocidades angulares de entrada bajas, el rendimiento disminuye a medida que aumenta el par de salida. Esto es debido a que para velocidades de accionamiento bajas, la transmisión no tiene capacidad de afrontar un par resistente en el eje de salida de manera eficiente, disminuyendo el rendimiento a medida que aumenta el par de salida.

Para velocidades angulares más altas el comportamiento, como se puede observar en la Figura 49, es algo más complejo. Fijada una velocidad de entrada, el rendimiento del sistema de transmisión aumenta con el par de salida hasta un determinado valor de dicho par. A partir de dicho valor crítico del par resistente en el eje de salida, el rendimiento comienza a disminuir con el par de salida, ya que el sistema de transmisión no tiene capacidad para seguir respondiendo a mayores pares de salida de manera más eficiente para la velocidad de entrada fijada. Además, se constata que el valor para cada velocidad de entrada fijada del par de salida crítico, a partir del cual el rendimiento disminuye al aumentar el par de salida, aumenta con la velocidad de entrada.

De esta forma, para unas determinadas condiciones de comportamiento, en las que la velocidad de entrada estuviese fijada en un valor y el par de salida fuese el par resistente crítico correspondiente a esa velocidad de entrada, la única forma de afrontar un mayor par de salida sin disminuir la eficiencia del sistema de transmisión sería aumentando la velocidad angular de entrada.

Se obtiene, asimismo, la gráfica de rendimiento frente a relación de transmisión para las distintas velocidades angulares de entrada fijadas (ver Figura 50). La nube de puntos corresponde de nuevo al conjunto de todos los ensayos realizados al prototipo construido (Tabla 19 a Tabla 23).

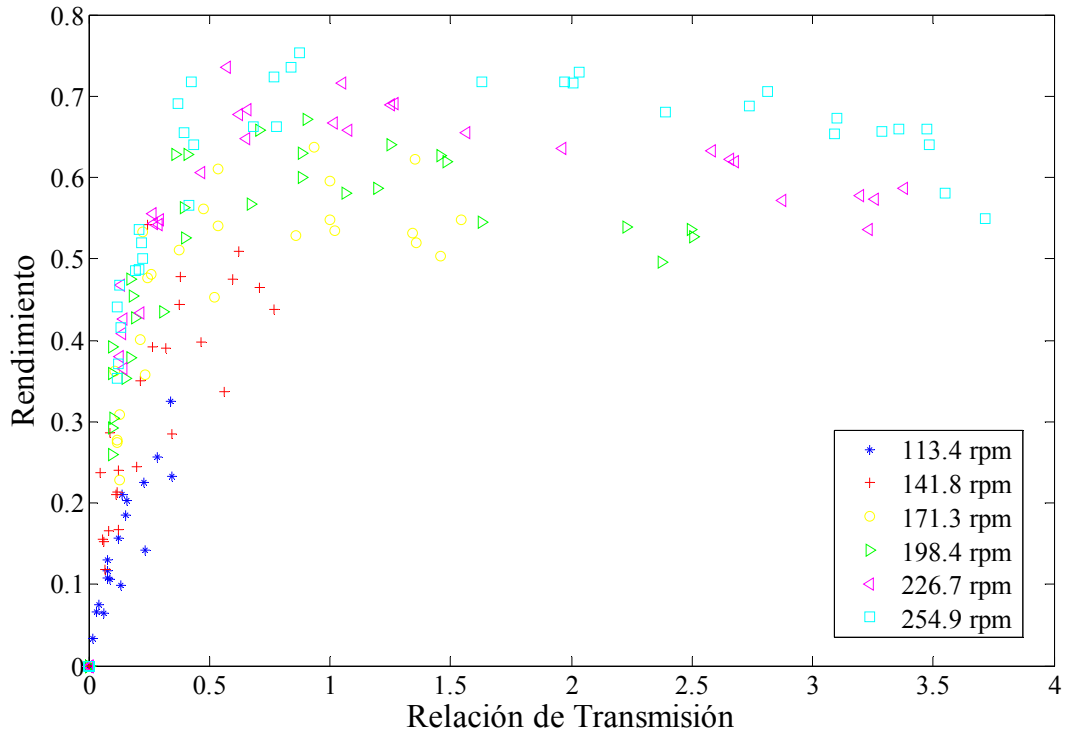


Figura 50. Rendimiento frente a Relación de Transmisión

La evolución de los puntos para cada velocidad de entrada fijada se produce de derecha a izquierda de la gráfica a medida que se va aumentando el par de salida, variable ésta no reflejada explícitamente en la figura anterior. Esto es, para carga libre o de valor bajo del par resistente en el eje de salida, la relación de transmisión tiene un valor alto, que va disminuyendo a medida que aumentamos el par a la salida.

Para valores altos de la relación de transmisión, que corresponden a pares resistentes bajos en el eje de salida, el rendimiento alcanza valores altos, llegando a superar el 70% en los ensayos realizados.

Para valores de la relación de transmisión inferiores a la unidad, condiciones que se dan normalmente en vehículos de automoción, el rendimiento varía con la relación de transmisión para cada velocidad de entrada fijada. Esta variación hace que el rendimiento sea cero para condiciones de bloqueo y desde ahí aumente casi linealmente hasta valores que superan de nuevo el 70% para una relación de transmisión en torno a la unidad. Asimismo, las curvas de rendimiento se desplazan hacia arriba a medida que aumenta la velocidad de entrada fijada.

El valor más alto de rendimiento obtenido para un ensayo es del 75%, habiéndose realizado dicho ensayo en la serie 4 (ver Tabla 22) a una velocidad de entrada de 255 rpm y con tensión de excitación del freno electromagnético de 7,5 V correspondiente a un par de salida medio de 12,5 N·m.

Como se ha expuesto, los valores máximos de rendimiento conseguidos en los ensayos en condiciones de funcionamiento óptimas del prototipo se encuentran por encima del 70%. Según se observa en la Figura 51, los valores de referencia de rendimientos de sistemas de transmisión propuestos en Lechner et al. (1999) para transmisiones continuamente variables de tipo mecánico se encuentran entre el 70% y el 80% y entre el 80% y el 86%, según la respuesta de la transmisión esté controlada o no esté controlada por los requerimientos de potencia del sistema respectivamente. En la transmisión objeto de estudio, la respuesta del sistema no está controlada por dichos requerimientos, por lo que un valor del rendimiento superior al 70%, valor superado en los ensayos realizados, se encuentra dentro del margen de rendimientos esperados.

Type of gearbox		η in %
Gear pair	Spur gear	99.0–99.8
	Bevel gear	90–93
Mechanical transmission with splash lubrication	Passenger car	92–97
	Commercial vehicle	90–97
Conventional automatic transmission with various gear ratios, with torque converter and lock-up clutch		90–95
Mechanical continuously variable transmission	Application force not controlled by power requirement	70–80
	Application force controlled by power requirement	80–86
Hydrostatic continuously variable transmission without power split and mechanical component		80–86

Figura 51. Valores de referencia para el rendimiento de sistemas de transmisión
(Fuente: Lechner et al, 1999)

Además, la limitación del rango de ensayo del prototipo y la evolución del rendimiento con la velocidad angular de entrada permiten prever rendimientos aun mayores. Dada la gran cantidad de ensayos realizados en un amplio rango, se puede obtener una previsión de rendimientos de la extrapolación de los datos de todos los ensayos.

5.3.3 Extrapolación de los resultados obtenidos

Como se ha indicado, extrapolando el comportamiento observado del sistema de transmisión, cabe esperar que la tendencia de aumento del rendimiento medio se siga prolongando si se aumenta la velocidad de entrada. Este efecto del aumento del rendimiento con la velocidad angular de entrada debe mantenerse hasta una velocidad crítica, dependiente de las condiciones de funcionamiento, a partir de la cual el aumento de rendimiento se estabilizaría o incluso podría llegar a disminuir. En conclusión, existe la evidencia de que se pueden alcanzar en el prototipo rendimientos aun mayores a los obtenidos en los ensayos si se aumenta la velocidad de entrada del motor. Sin embargo, la realización de dichos ensayos se desestimó, como se comentó anteriormente, para garantizar la integridad estructural del prototipo.

Como colofón al estudio de los resultados obtenidos del ensayo de prototipo del sistema de transmisión se obtiene una funcional que proporciona el valor del rendimiento medio de la transmisión a partir de un par de valores cualesquiera de otras dos variables, que en este caso son la relación de transmisión y el par medio a la salida.

Para generar la funcional a partir de los puntos discretos de funcionamiento recogidos en los ensayos se hace uso de la herramienta de software *TABLECurve 3D*. Se obtiene también a través del citado programa la gráfica tridimensional que representa la funcional dentro de los límites de ensayo. Asimismo, la gran cantidad de puntos de funcionamiento discretos obtenidos en los ensayos permiten extrapolar los resultados fuera de los límites de ensayo en que se obtuvieron los citados puntos, sin que esto signifique dejar de realizar un análisis crítico de la extrapolación.

Por último, cabe destacar que de entre las numerosas posibilidades de funcionales que proporciona el programa se elige una que se adecue bien a la nube de puntos, verificándose este hecho por el buen coeficiente de correlación obtenido, sin complicar en exceso las funciones matemáticas que componen la funcional. Se obtiene, de esta manera, la gráfica tridimensional de la funcional dentro de los límites de ensayo, que se muestra en la Figura 52.

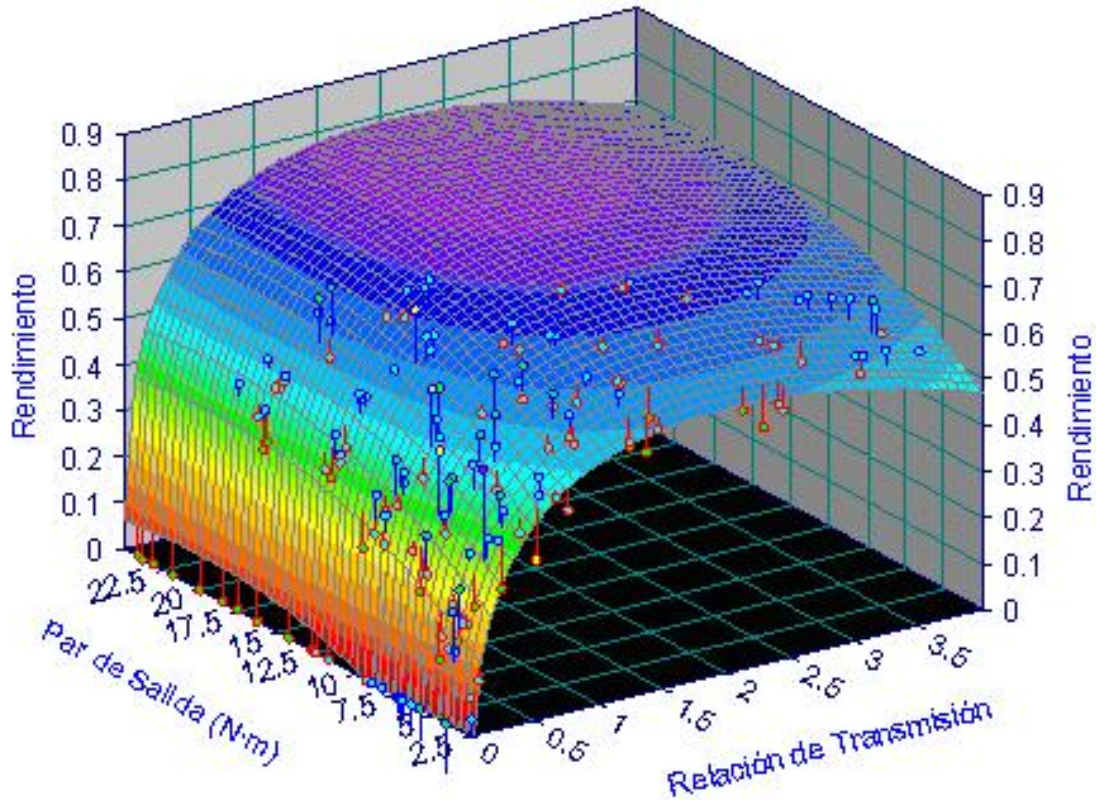


Figura 52. Rendimiento frente a Relación de Transmisión y Par de Salida

En la figura anterior se representa el rendimiento de la CVT frente a dos variables que caracterizan el punto de funcionamiento de la transmisión; esto es, el par ejercido a la salida y la relación de transmisión. La ecuación que representa dicha gráfica se muestra en la expresión (7).

$$\eta(rt, M_r) = p_1 + p_2 \cdot rt + p_3 \cdot rt^{0.5} + p_4 \cdot e^{-rt} + p_5 \cdot M_r + p_6 \cdot M_r^{0.5} \cdot \ln(M_r) + p_7 \cdot M_r^{0.5} \quad (7)$$

Dicha ecuación supone una buena aproximación a la nube de puntos obtenida en los ensayos, como muestra el valor del coeficiente de correlación $r^2 = 0.95108737$. El valor de los parámetros p_i de la ecuación se muestra en la Tabla 6.

p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	p_6	p_7
-0.09072508	-0.40509664	1.2670917	0.29532178	-0.09654188	0.22882761	-0.2826173

Tabla 6. Parámetros de la correlación

En la Figura 52 se observa que se mantienen de manera individual las evoluciones registradas del rendimiento frente a relación de transmisión y frente a par de salida. En primer lugar, se observa que para cada valor de relación de transmisión, el rendimiento aumenta a medida que aumenta el par de salida hasta un punto límite a partir del cual comienza a disminuir. De igual manera, el rendimiento aumenta con la relación de transmisión a par de salida constante. Dicho aumento se mantiene hasta relaciones de transmisión en torno a la unidad, produciéndose a partir de aquí una ligera disminución del rendimiento con la relación de transmisión.

A partir de la funcional se extrapolan los resultados obtenidos fuera del rango de ensayo para distintos valores de relación de transmisión y par resistente, obteniéndose los rendimientos medios que se muestran en la Tabla 7. De esta forma, se pueden prever unos valores máximos del rendimiento medio que superen el 80 %.

Rendimiento (%)	Par resistente medio en el eje de salida ($N\cdot m$)				
	5	10	20	30	40
Relación de Transmisión					
0,4	45,6 %	55,3 %	61,8 %	56,6 %	43,7 %
0,6	51,9 %	61,7 %	68,1 %	62,9 %	50,1 %
0,8	56,0 %	65,9 %	72,3 %	67,1 %	54,2 %
1	58,9 %	68,7 %	75,1 %	69,9 %	57,1 %
1,2	60,1 %	70,1 %	77,2 %	71,2 %	59,1 %
1,4	62,3 %	72,2 %	78,6 %	73,4 %	60,5 %
1,6	63,3 %	73,1 %	79,5 %	74,3 %	61,4 %
1,8	63,8 %	73,6 %	80,0 %	74,8 %	61,9 %
2	64,0 %	73,8 %	80,3 %	75,1 %	62,2 %

Tabla 7. Extrapolación del rendimiento medio frente a relación de transmisión y par de salida

Dichos valores muestran tanto la capacidad de una transmisión de este tipo de funcionar de manera adecuada como la zona donde el prototipo del sistema de transmisión trabaja de forma más eficiente, esto es, soportando pares de salida moderados y manteniéndose en relaciones de transmisión en torno o algo mayores a la unidad.

5.4 Conclusiones

En este capítulo se realizó la caracterización el comportamiento del prototipo del sistema de transmisión y se realizó un profundo análisis de los resultados de las series de ensayos realizadas al prototipo. Se obtuvieron las evoluciones de variables medias de ensayo en función de las condiciones de funcionamiento del sistema de transmisión.

Se mostró así la evolución del rendimiento medio frente a la relación de transmisión y frente al par resistente a la salida para las velocidades de entrada fijadas en los ensayos. Posteriormente se obtuvo una funcional que aproxima el rendimiento del prototipo del sistema de transmisión para cada díada de valores de relación de transmisión y par resistente dentro del rango de ensayo. Dado el buen coeficiente de correlación de la funcional elegida y la imposibilidad de realizar ensayos a mayores velocidades angulares de entrada a fin de mantener la integridad estructural del prototipo, se utilizó dicha funcional para estimar valores de rendimiento fuera del rango de ensayo.

Se obtuvieron de manera directa en los ensayos valores de rendimiento de hasta el 75%, mientras que por extrapolación de los resultados de los ensayos se predijeron rendimientos de hasta el 80%. Ambos valores máximos del rendimiento garantizaban la capacidad del prototipo de funcionar de manera eficiente en relación al rango de eficiencia esperado en transmisiones de este tipo.

Por último se establece el rango de funcionamiento donde el prototipo, y por extensión las transmisiones inerciales de este tipo, funcionan de forma más eficiente. Esto ocurre cuando el sistema de transmisión soporta pares de salida moderados y se mantiene en relaciones de transmisión en torno a la unidad o algo superiores.

CAPÍTULO 6:

MODIFICACIONES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

6.1 Introducción

Una vez realizados los ensayos del prototipo del sistema de transmisión, diseñado para una potencia máxima transmisible de $7,5 \text{ kW}$, y haberse obtenidos las evoluciones de las curvas que muestran su comportamiento real, se decide realizar una serie de modificaciones en el sistema de transmisión.

Tras haberse ejecutado las modificaciones del sistema, se realiza un estudio computacional del sistema de transmisión completo. Dicho estudio tendrá por objeto clarificar las posibilidades reales de aplicar el sistema de transmisión a un vehículo turismo de características comerciales.

6.2 Nuevo mecanismo de accionamiento

Se mostró en el capítulo 3 que, para poder generar una señal senoidal en la entrada del tren epicicloidal, se hace necesaria la utilización de un mecanismo de accionamiento que convierta la velocidad angular en un único sentido proporcionada por el elemento de accionamiento en una velocidad angular de tipo oscilante centrada en cero.

Se utilizó por simplicidad, tanto en el estudio inicial como en la construcción del prototipo, un mecanismo de cuatro barras constituido por una manivela, una biela y un balancín (mecanismo manivela - balancín). La manivela, estaba conectada al eje de salida del motor y transmitía un movimiento de vaivén al balancín a través de la biela (ver Figura 25), generándose así el movimiento oscilante requerido.

Se decide utilizar en el sistema de transmisión un nuevo mecanismo de accionamiento al que, basándose en un mecanismo de cuatro barras tipo manivela - balancín como el utilizado en el estudio inicial y en el prototipo, se le añaden en una determinada disposición una serie de elementos con el fin de obtener las siguientes mejoras respecto al mecanismo original:

- *Funcionamiento como reductor.* Entre el motor de accionamiento y el mecanismo inercial es necesaria una reducción de velocidad. Esto es debido a que la velocidad de oscilación del elemento inercial esta limitada, entre otros factores, por la velocidad máxima de indexación de las ruedas libres. Con el uso del nuevo mecanismo de accionamiento se puede conectar dicho mecanismo de forma directa al motor.

- *Mantener la coaxialidad del conjunto.* Se pretende que los ejes de entrada y salida, tanto de la CVT completa como de cada uno de sus subsistemas, estén alineados, con el objetivo de mantener la transmisión de potencia de la transmisión completa en una determinada línea, así como disponer los distintos elementos del sistema de transmisión a lo largo de dicha línea.

- *Reducción de pares soportados por el subsistema de accionamiento.* Las velocidades, las aceleraciones y los pares oscilantes en el subsistema de accionamiento son elevados. Se pretende reducir los pares a los que se encuentran sometidos los elementos del subsistema de accionamiento distribuyendo dichos pares entre distintos elementos.

- *Obtención de una señal oscilatoria simétrica.* Se pretende que la señal de velocidad angular oscilante a la salida del subsistema de accionamiento sea de tipo senoidal centrada en cero. En estas condiciones el funcionamiento del mecanismo inercial sería lo más simétrico posible, generándose en el eje de salida del mecanismo inercial un par oscilante de evolución simétrica hacia ambos sentidos de oscilación.

6.2.1 Descripción del mecanismo de partida

El mecanismo a partir del cual se diseña el nuevo subsistema de accionamiento se basa en un mecanismo de cuatro barras tipo manivela - balancín. En dicho mecanismo de partida, que se describe en Kozhevnikov, 1970, seleccionado dentro de la variedad existente de mecanismos de conversión de movimiento angular en oscilatorio, se han sustituido las barras por discos con engranajes, lo que nos proporciona versatilidad para conseguir las mejor expuestas.

Se muestra dicho mecanismo en la Figura 53. El movimiento de giro proveniente del elemento de accionamiento se transmite al piñón 1 a través del eje de entrada del mecanismo de accionamiento. Dicho movimiento de giro del piñón 1 se transmite a través de los engranajes 10, 8 y 9, la biela 7 y el sector dentado 6 hasta el piñón 4, el cual gira solidario al eje 5, eje de salida del mecanismo de accionamiento. En dicho eje 5 se tiene un movimiento oscilante de amplitud constante y periodo variable, siendo este periodo función de la velocidad angular a la entrada del mecanismo de accionamiento.

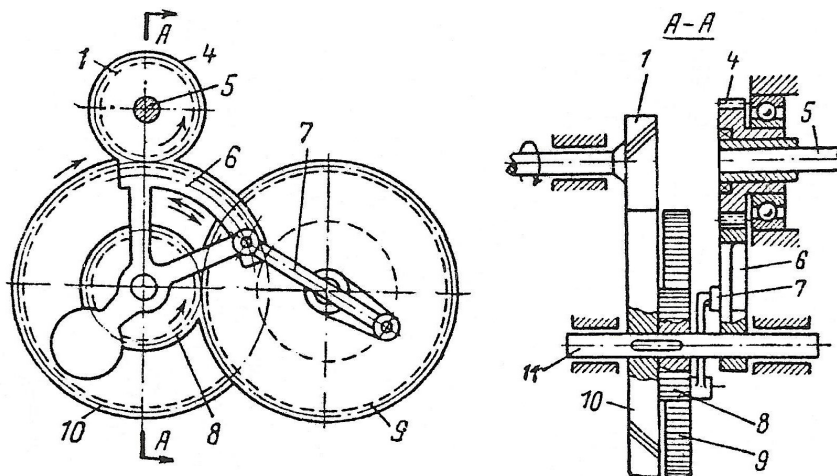


Figura 53. Mecanismo de accionamiento de partida

(Fuente: Kozhevnikov, 1970)

La transmisión de movimiento se realiza como se explica a continuación. El piñón 1, accionado por el eje de entrada, transmite su movimiento al piñón 10, al cual se encuentra engranado. Al tener menor diámetro el piñón 1, se produce una reducción de la velocidad angular en dicho par de engranajes. El piñón 8 gira solidariamente con el

piñón 10, al encontrarse estos piñones unidos mediante el eje 11. A su vez, el piñón 8 engrana con el 9, produciéndose de nuevo una reducción de la velocidad angular en dicho par de engranajes. El piñón 9 actúa como una manivela, proporcionando un movimiento de vaivén al sector dentado 6 a través de la biela 7. De esta manera el sector dentado 6 ejerce las veces de balancín, debiendo por tanto estar contrapesado a fin de que el sistema se encuentre equilibrado. El sector dentado 6 se encuentra engranado al piñón 4, al cual transmite su movimiento de vaivén, siendo posible también aquí una variación de la velocidad angular en dicho par de engranajes, consistente en una multiplicación o reducción de la amplitud de la velocidad angular oscilante del sector dentado 6. La velocidad angular oscilante del piñón 4 es transmitida a la salida del mecanismo de accionamiento a través de su eje de salida 5.

6.2.2 Modificación del mecanismo de partida

Se realiza una modificación del mecanismo de partida que consiste en añadir un nuevo piñón 9', de igual tamaño que el piñón 9, pero situado en una posición simétrica a éste respecto del plano medio del mecanismo. La configuración del mecanismo modificado se muestra en la Figura 54. De igual forma que sucede con el piñón 9, el piñón 9' es accionado a través del piñón 8. Asimismo, el piñón 9 transmite su movimiento, a través de una biela opuesta a la biela 7, a un sector angular opuesto al 6 y unido a éste de manera solidaria formando un solo piñón. El movimiento oscilante del sector angular 6 es transmitido a la salida del mecanismo de accionamiento a través de su eje de salida 5.

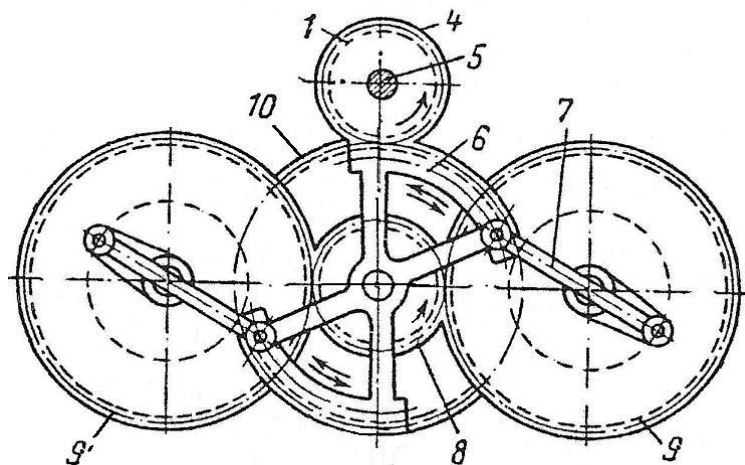


Figura 54. Mecanismo de accionamiento

Dicha disposición del mecanismo de accionamiento permite mejorar su funcionamiento. En primer lugar, el flujo de potencias a transmitir se divide en partes iguales por ambos caminos, lo que permite aminorar las sollicitaciones a las que se encuentran sometidos estos elementos. Además se igualan los esfuerzos verticales y horizontales de las dos bielas, por lo que se contrarrestan entre sí. Por lo tanto, con la modificación efectuada se consigue equilibrar dinámicamente el mecanismo, pudiéndose disminuir en cierta medida las vibraciones que se transmiten a la bancada.

6.2.3 Uso del mecanismo de accionamiento como reductor

Con el uso de este nuevo mecanismo de accionamiento se posibilita el realizar una reducción de velocidad angular, a través de dicho mecanismo de accionamiento, mediante la variación de los radios de los piñones que forman pares de engranaje, como ya se explicó en puntos anteriores.

La transmisión objeto de estudio, en caso de ser usada en un vehículo automóvil, debe conectarse a un motor de combustión interna. Los motores de combustión interna tienen un rango de velocidades angulares entre 1000 y 6000 *rpm*, aproximadamente. Esto implica que, sin reducción previa, la velocidad de oscilación a la salida del mecanismo de accionamiento llegaría hasta un rango de 100 oscilaciones por segundo, correspondientes a la velocidad máxima del motor. En estas condiciones, el mecanismo inercial del sistema de transmisión estaría trabajando a 100 oscilaciones por segundo, transmitiendo a su eje de salida una señal de velocidad oscilante que, aunque siendo modificada en dicho mecanismo inercial, tendría una frecuencia similar. Dicha velocidad angular de salida del mecanismo inercial sería a su vez la velocidad angular oscilante de entrada al mecanismo rectificador de movimientos y, por tanto, la velocidad a la que se accionan las ruedas libres de dicho mecanismo rectificador.

Las ruedas libres son un tipo de diodos mecánicos muy extendido en el uso industrial. Una de las limitaciones más importantes en su uso reside en la velocidad de indexación máxima que pueden soportar. En el caso del sistema de transmisión continuamente variable objeto de estudio, dicha velocidad de indexación coincidiría con la frecuencia de la velocidad oscilante a la entrada del mecanismo de rectificación de movimientos.

El uso de ruedas libres hace necesario, por lo antes expuesto, la inclusión de una reducción de la velocidad angular de entrada. Este problema se resolvió, tanto en el estudio previo como en el prototipo construido, mediante la inclusión de un reductor de velocidades a la salida del motor, estando por tanto el sistema de transmisión accionado por un grupo moto-reductor, siendo la configuración del sistema como la mostrada en la Figura 55.

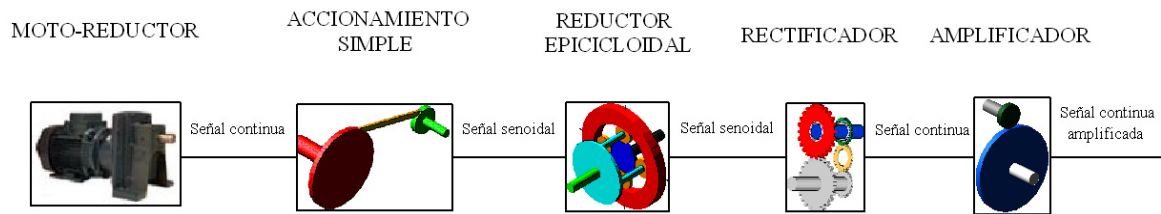


Figura 55. Configuración del prototipo

En el caso del presente estudio, se puede realizar la reducción en el mismo mecanismo de accionamiento, aumentándose la compacidad del sistema de transmisión completo. De esta manera el accionamiento del sistema de transmisión continuamente variable se puede realizar a través de un motor eléctrico que no incluya un reductor, o bien directamente a través de un motor de combustión interna alternativo, como se muestra en la Figura 56.

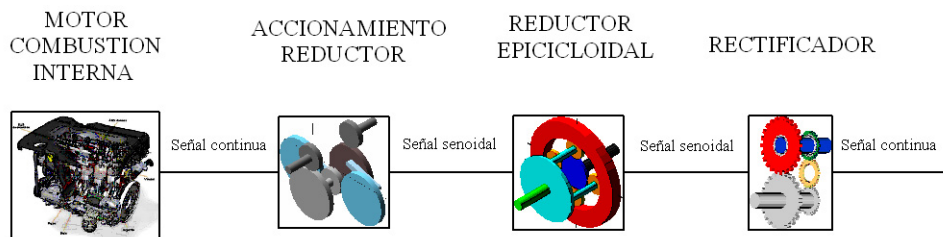


Figura 56. Configuración con el nuevo mecanismo rectificador

También es objeto del presente estudio conseguir en el eje de salida del sistema de transmisión, velocidades angulares suficientes para eliminar el sistema de amplificación de velocidad utilizado en configuración de partida (ver Figura 55), que multiplica la velocidad de dicho eje de salida.

La reducción debida a los tamaños relativos de partida entre los distintos elementos del mecanismo de accionamiento mostrado en la Figura 54 que se eligen en este estudio (ver Tabla 8), correspondería a una reducción a través de dicho mecanismo de 4:1; es decir, 4 vueltas completas del eje de entrada corresponden a una oscilación completa del eje de salida. En estas condiciones, la velocidad de oscilación a la salida del mecanismo de accionamiento alcanzaría un máximo de 25 oscilaciones por segundo, siendo también este el valor máximo de indexaciones de las ruedas libres del mecanismo de rectificación de movimientos. Este rango máximo de indexaciones por segundo es compatible con las especificaciones de las ruedas libres disponibles en el mercado.

Piñón	Tamaño (mm)
1	50
10	100
8	50
9	100

Tabla 8. Tamaño inicial de los piñones

6.3 Evolución de la señal oscilatoria

La principal característica requerida a la señal de velocidad angular oscilatoria que acciona al mecanismo de regulación inercial de la transmisión es que se trate de una señal lo más senoidal posible. Como la velocidad angular que acciona al mecanismo inercial es la velocidad angular a la salida del mecanismo de accionamiento, dicho mecanismo de accionamiento es el mecanismo que debe generar una señal de este tipo.

6.3.1 Mecanismo manivela - balancín

Se toman mediante un proceso de dimensionado inicial unos valores adecuados para los tamaños (ver Tabla 8) de los piñones del mecanismo de accionamiento mostrado en la Figura 54. Tras ello, se deben determinar las dimensiones de las bielas (barra 7 y su simétrica) y los puntos donde éstas han de engranar con el balancín (sector dentado 6) y las manivelas (piñones 9 y 9').

El mecanismo básico que se encarga de generar la señal de velocidad angular oscilante generada por el nuevo sistema de accionamiento es un doble mecanismo manivela - balancín. Los piñones 9 y 9' de la Figura 56, que actúan como manivela de dicho sistema, tienen una velocidad de giro relacionada con el elemento de accionamiento según los valores de los parámetros mostrados en la Tabla 8.

Se parte, por tanto, de un mecanismo básico manivela - balancín para generar una señal de velocidad angular que se aproxime lo máximo posible a una señal senoidal, que esté en fase con la misma y tenga igual amplitud y periodo. Para que la velocidad angular se aproxime a una señal senoidal se tienen que dar las siguientes condiciones:

- La distancia en el eje vertical entre el centro de la manivela y el punto de engrane de la biela con el balancín, parámetro h (ver Figura 25), debe ser lo menor posible. En el caso extremo dicha distancia h debe ser cero para favorecer el efecto buscado.
- El radio de la manivela debe ser lo más pequeño posible en relación al tamaño del balancín para que la señal se aproxime a la senoidal.
- La longitud de la biela debe ser lo mayor posible, con lo que se consigue que la manivela y el balancín se encuentren separados. El caso extremo sería una biela de tamaño infinito, la cual nos proporcionaría una senoidal perfecta.

6.3.2 Disposición de las bielas del mecanismo de accionamiento

Una vez conocidas las condiciones necesarias para la obtención de una señal de velocidad angular con una evolución lo más parecida posible a una señal senoidal, se debe decidir la disposición final que tendrá el mecanismo de accionamiento.

El sistema de accionamiento está formado por un doble mecanismo manivela - balancín consistente en dos mecanismos manivela - balancín individuales dispuestos de forma simétrica respecto al piñón 8, el cual acciona las manivelas de estos mecanismos. En esta disposición en que los mecanismos se sitúan simétricamente respecto al piñón 8 se posibilita que la distancia h (distancia entre el centro de la manivela y el punto de engrane de la biela con el balancín) pueda ser nula para ambos mecanismos. Ante dicha posibilidad se realiza una configuración como la mostrada en la Figura 57, donde se

muestra el punto de engrane de la biela con el balancín para cada uno de los mecanismos. Dicho punto se obtiene trazando la tangente a la circunferencia del balancín desde el eje de giro de la manivela. Trazando, desde este punto de unión de la biela con el balancín, una tangente a la circunferencia virtual que genera la manivela al girar, se obtiene el punto de unión de la biela con la manivela (ver Figura 57). De esta forma, queda definida la posición de cada una de las bielas que conforman el doble mecanismo manivela – balancín.

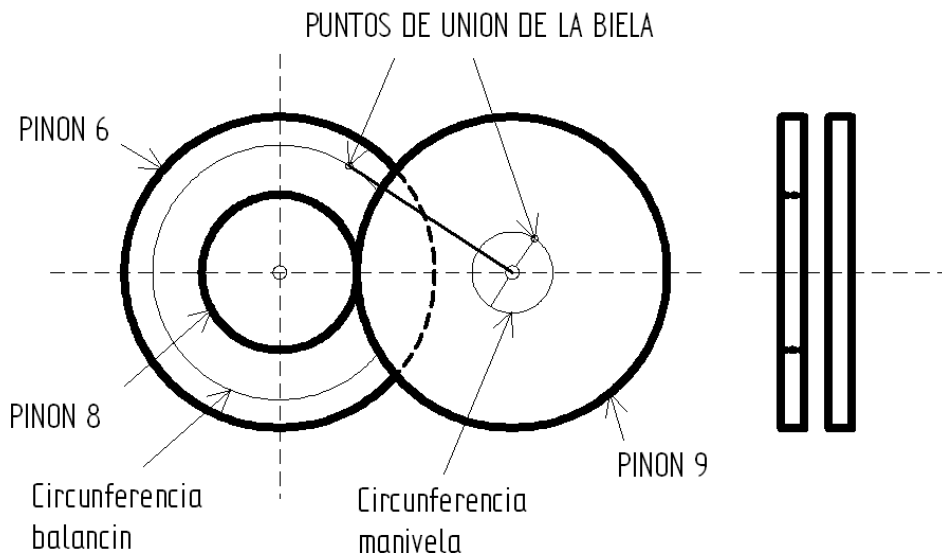


Figura 57. Configuración del mecanismo manivela - balancín

Se muestra en la Figura 58 la disposición del doble mecanismo manivela – balancín dispuesto simétricamente respecto al eje de entrada. Habiéndose mantenido, en la medida de lo posible, las condiciones anteriormente expuestas, se genera una velocidad angular oscilante que se aproxima a una señal senoidal.

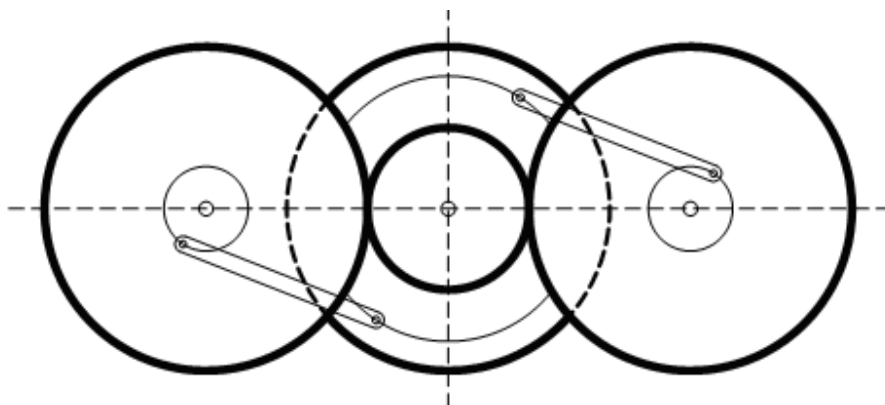


Figura 58. Configuración del doble mecanismo manivela - balancín

6.3.3 Señal generada por el doble mecanismo manivela – balancín

Definidos ya los puntos de engrane de las bielas, se debe decidir un valor de los radios de las manivelas y el balancín que determine totalmente la disposición del doble mecanismo manivela – balancín y produzca una buena señal de salida.

En primer lugar, se fija un valor del radio de la manivela de 20 mm. El valor de este radio debe ser pequeño en relación al del balancín, para permitir a la manivela dar vueltas completas. Además, mientras menor sea este radio en comparación con la longitud de la biela, más semejanza habrá entre la señal de salida y la señal senoidal requerida.

Para permitir que el balancín oscile, su radio debe ser mayor que el de la manivela. Se modela el sistema y se analiza la señal obtenida para distintos valores del radio del balancín, que se decide que sean 40 mm, 60 mm y 80 mm.

Se realiza un modelo del mecanismo de accionamiento completo mediante el software *ADAMS View*, cuya representación se muestra en la Figura 59. Se obtiene para cada caso la evolución de la señal de salida del mecanismo de accionamiento y se compara con una señal senoidal de igual amplitud y frecuencia.

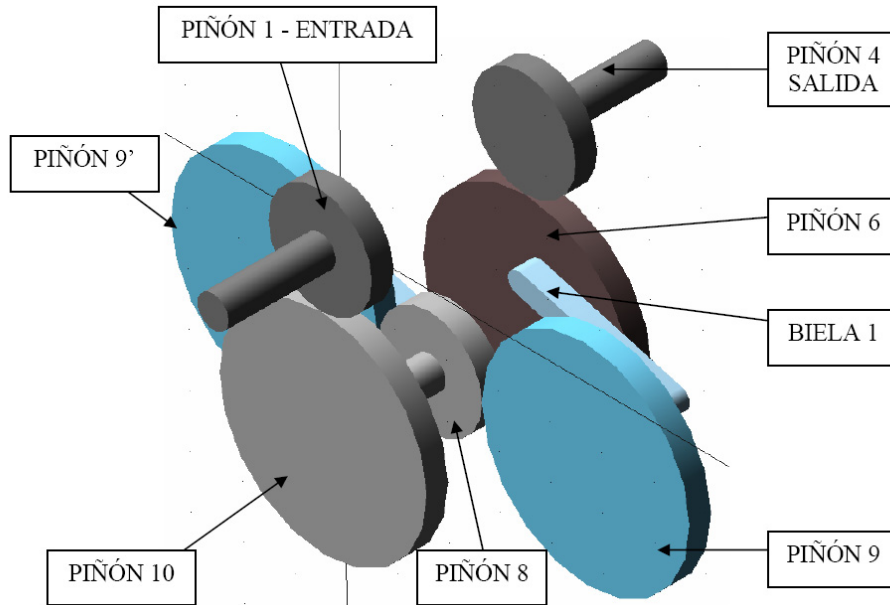


Figura 59. Modelo del mecanismo de accionamiento en *ADAMS View*

En el primer caso analizado, en el que el radio del balancín es 40 mm la configuración geométrica del conjunto es la que se muestra en la Figura 60.

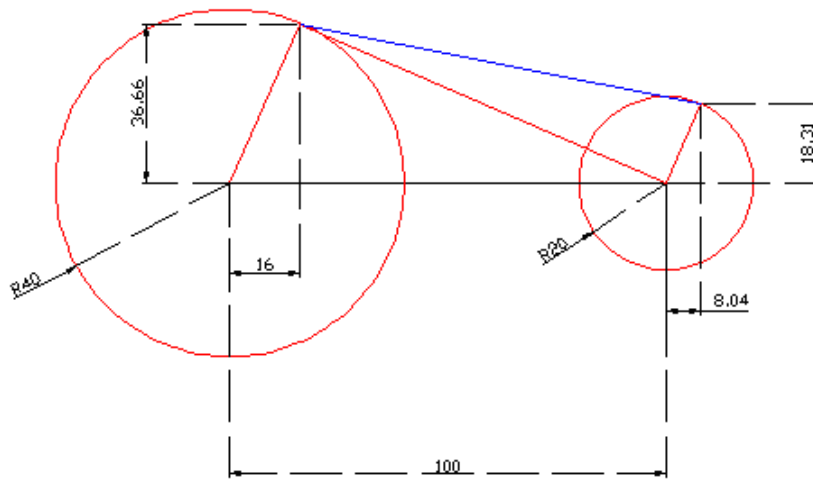


Figura 60. Configuración geométrica con balancín de radio 40 mm

Se muestra en la Figura 61 la evolución de la velocidad angular oscilante a la salida del mecanismo de accionamiento, comparada con la señal senoidal de igual amplitud e igual frecuencia.

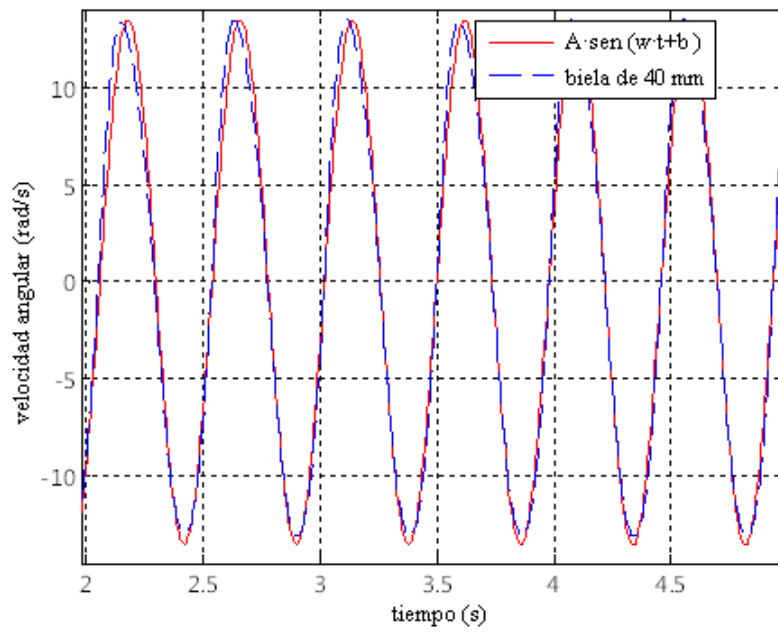


Figura 61. Evolución de la velocidad angular con balancín de radio 40 mm

Para el caso en que el radio del balancín es 60 mm, la configuración geométrica del conjunto se muestra en la Figura 62.

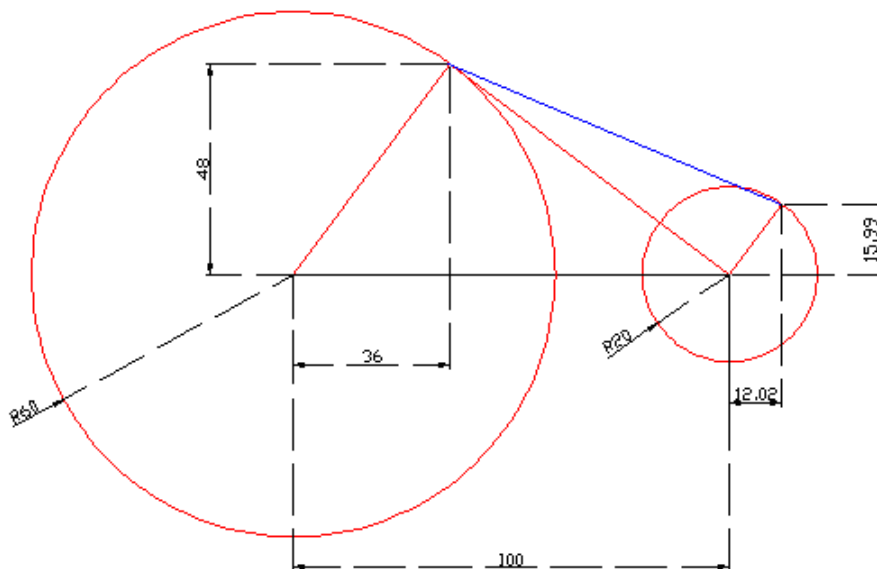


Figura 62. Configuración geométrica con balancín de radio 60 mm

Se muestra también para el caso de balancín de radio 60 mm, la evolución de la velocidad angular oscilante a la salida del mecanismo de accionamiento, comparada con la señal senoidal de igual amplitud y frecuencia (ver Figura 63).

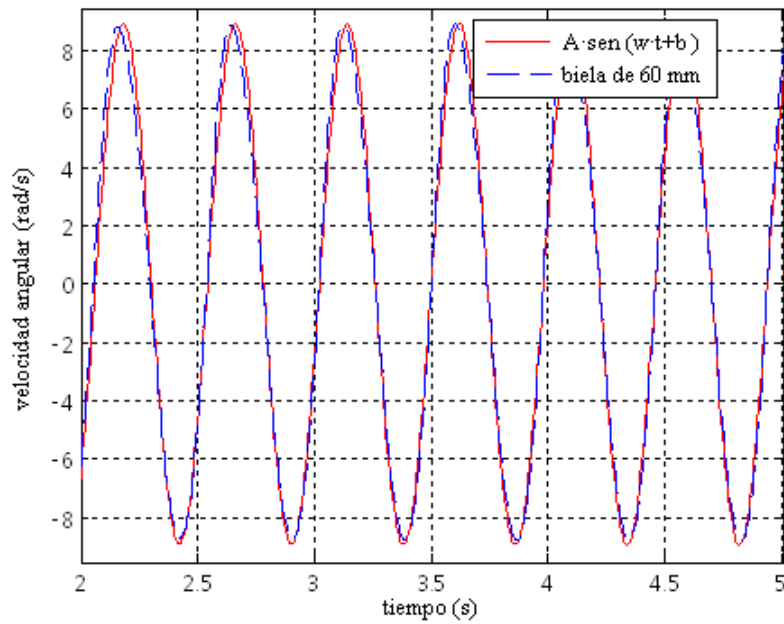


Figura 63. Evolución de la velocidad angular con balancín de radio 80 mm

Por último, para el caso en que el radio del balancín es 80 mm, la configuración geométrica del conjunto se muestra en la Figura 64.

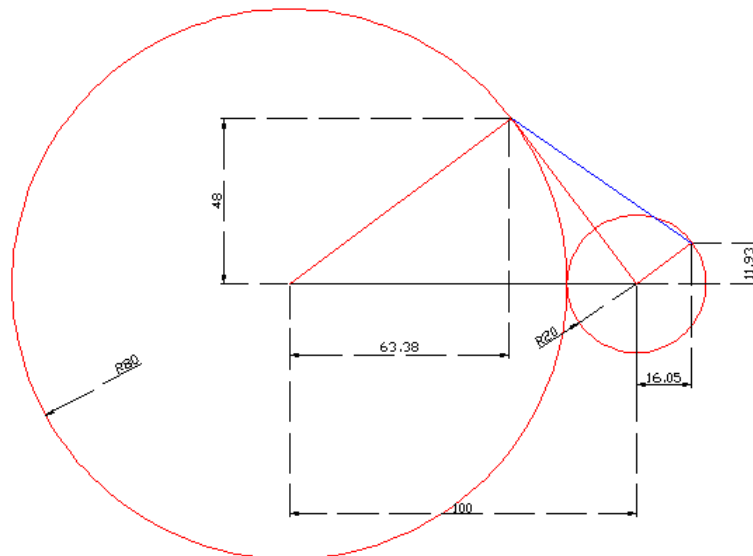


Figura 64. Configuración geométrica con balancín de radio 80 mm

Se muestra a su vez en la Figura 65 la evolución de la velocidad angular oscilante a la salida del mecanismo de accionamiento, comparada con la señal senoidal de igual amplitud y frecuencia.

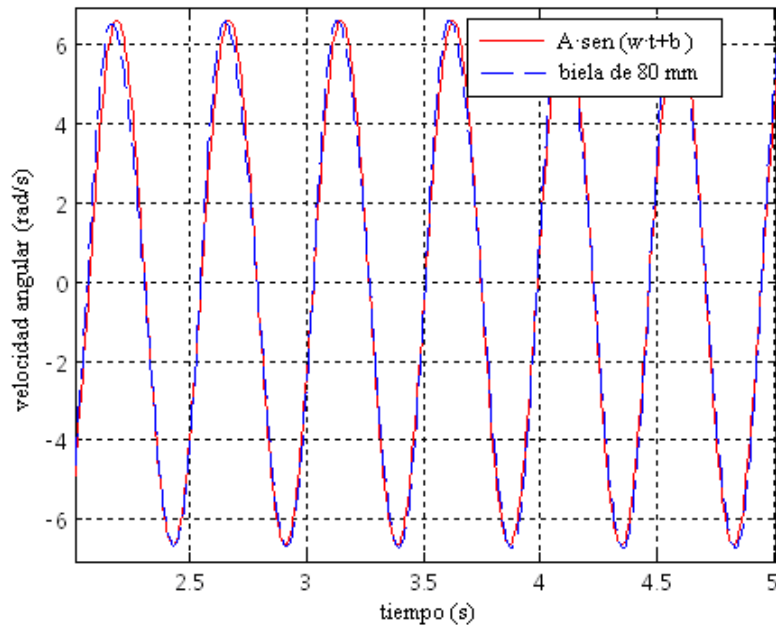


Figura 65. Evolución de la velocidad angular con balancín de radio 60 mm

6.4 Conclusiones

Como se aprecia en las figuras anteriores, la evolución de la velocidad angular oscilante se aproxima bastante en los tres casos estudiados a la señal senoidal de igual amplitud y frecuencia. Aunque se comprueba numéricamente que dicha aproximación a la senoidal es mejor cuanto mayor es el radio del balancín, las tres configuraciones son válidas para los requerimientos exigidos. Se cumple, además, que la integral de las evoluciones de velocidad angular oscilante es siempre aproximadamente nula, lo cual implica que los esfuerzos en ambos sentidos de oscilación se igualan. Por tanto, cualquier configuración que se encuentre dentro del rango de dimensiones estudiado será igualmente válida.

Se decide partir de la configuración en la que el radio del balancín es 60 mm. En esta configuración se reducen las dimensiones del conjunto y se obtiene un menor ángulo de inclinación de la biela respecto a las configuraciones que tuviesen un radio del balancín

de mayor dimensión. Dicha configuración es susceptible de ser variada en el estudio paramétrico realizado a posteriori.

A su vez, se fija el radio del piñón 6 (ver Figura 59) en 100 *mm*, lo cual implica que el engrane de la biela con el balancín no se realiza en el radio extremo de éste último, y el radio del piñón 4 en 50 *mm*, analizándose posibles variaciones de esta relación de engrane en el estudio posterior.

Por último, cabe citar la problemática de contar con dos manivelas que a través de sendas bielas accionan el balancín, tratándose, por tanto, de un mecanismo simétrico (ver Figura 59). El hecho de contar con esta ventaja de simetría implica que el conjunto resulta ser un mecanismo redundante. Teniendo en cuenta que este mecanismo será accionado de forma directa por un motor, el rango de velocidades de funcionamiento será alto y variable. Esto provocará que los elementos del mecanismo se encuentren sometidos a grandes fuerzas de inercia. Por todo ello se hará necesario que la fabricación sea realizada con una alta precisión.

CAPÍTULO 7:

MODELO PARAMÉTRICO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

7.1 Introducción

Una vez explicadas las modificaciones del sistema de transmisión se ha de realizar un estudio detallado del sistema de transmisión completo. Dicho estudio tiene por objeto clarificar las posibilidades de aplicación directa de la transmisión a un vehículo automóvil de gama media, cuyos parámetros característicos se fijan *a posteriori*.

Se decide realizar un modelo computacional paramétrico del sistema de transmisión. Dicho modelo paramétrico permite variar el valor de cada uno de los parámetros que modifican el comportamiento del sistema de transmisión, manteniendo el resto de dichos parámetros constante. Todo ello se realiza mediante un paquete computacional, en concreto mediante el uso del software *ADAMS View*, con lo que se agiliza la realización de este proceso de estudio. El modelo computacional paramétrico viene definido por una serie de variables de diseño que pueden ser modificadas para estudiar la influencia de estas variables de diseño o parámetros en el comportamiento del sistema de transmisión.

Se seleccionan como valores iniciales de los parámetros los correspondientes al prototipo de transmisión ensayado. El mecanismo de accionamiento toma como valores iniciales de los parámetros los expuestos con antelación.

7.2 Modelo computacional

La cuestión fundamental a la hora de abordar la realización de un modelo computacional del sistema de transmisión será decidir cuales son los parámetros que se deben considerar para realizar las simulaciones. Los parámetros definen la geometría y la posición de los distintos elementos del modelo computacional. Se imponen por tanto restricciones para garantizar la concordancia de los elementos al ir variando los valores de los parámetros.

El modelo computacional se divide, como el sistema de transmisión completo, en tres partes o subsistemas: un mecanismo de accionamiento, un mecanismo inercial y un mecanismo rectificador.

7.2.1 Modelado del mecanismo de accionamiento

Se modela el mecanismo de accionamiento completo definido en la Figura 54 con los tamaños iniciales de los piñones mostrados en la Tabla 8. Asimismo, los tamaños iniciales de las manivelas y las bielas, al igual que los del balancín serán los establecidos anteriormente.

Los piñones se modelan como cilindros de pequeño espesor con un determinado radio en el que no se considera el modelado de los dientes. El engrane entre los piñones se establece mediante una restricción entre ellos.

En el modelo computacional se introducen variables y condiciones internas que varían de forma automática la posición de los piñones y demás elementos en el caso de que se modifique el tamaño de algún piñón, de manera que la posición de éstos siga siendo congruente, evitándose así separaciones o solapes en el mecanismo. La posición de los piñones en el modelo computacional se muestra en la Figura 66.

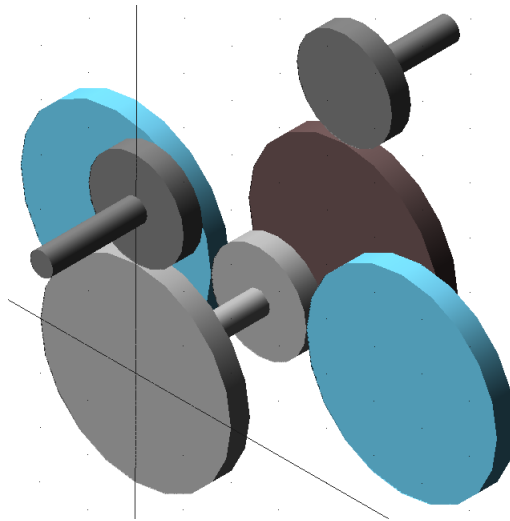


Figura 66. Posicionamiento de los piñones en el modelo

Las bielas se modelan como elementos tipo barra o *link* y se engranan con las manivelas y el balancín en los puntos determinados con anterioridad. En caso de que se modifique el tamaño de algún piñón, se garantiza que las bielas siguen bien posicionadas. La configuración del mecanismo de accionamiento completo, con las bielas incluidas, se muestra en la Figura 67.

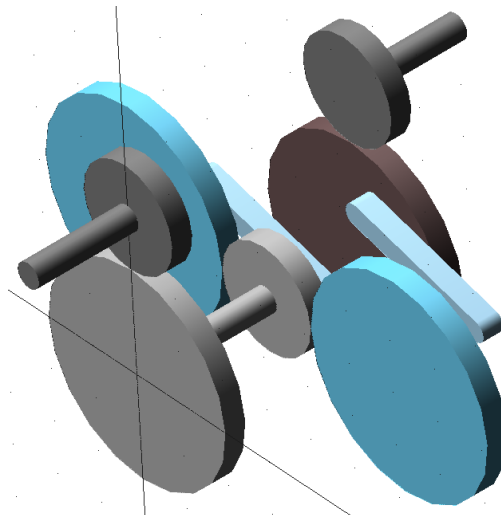


Figura 67. Modelo completo del mecanismo rectificador en *ADAMS View*

7.2.1.1 Modelado de uniones entre elementos

La unión de los piñones con la barra fija o *ground*, que sería la carcasa de la transmisión o bien la bancada en la que se apoya, se realiza a través de uniones de revolución o *revolute joints* (ver Figura 68) entre los piñones y dicha barra fija. Estas uniones se utilizan solo para permitir el giro de los piñones que están unidos de forma directa a la barra fija.

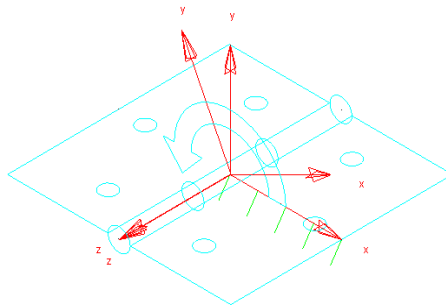


Figura 68. Representación de *revolute joint* en *ADAMS View*

La unión de los piñones que giran solidariamente se realiza a través de uniones fijas o *fixed joints* (ver Figura 69), que permiten que ambos elementos giren como uno solo.

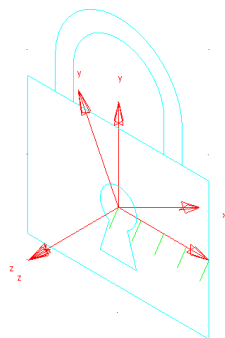


Figura 69. Representación de *fixed joint* en *ADAMS View*

7.2.1.2 Modelado de pares de engrane

El modelado de los pares de engrane entre los piñones se realiza a través de una función específica del programa denominada *gears*. Para utilizar dicha función se debe generar, en primer lugar, un elemento auxiliar tipo barra o *link* cuyos extremos estén conectados

a los extremos de los piñones entre los que se define el engranaje. Tras esto, se introduce en el punto de engrane un marcador o *marker* que pertenezca a la barra auxiliar, y cuyo eje Z este direccionado hacia eje de giro de los piñones. Con los elementos descritos se genera la función *gear* que modela el engranaje (ver Figura 70).

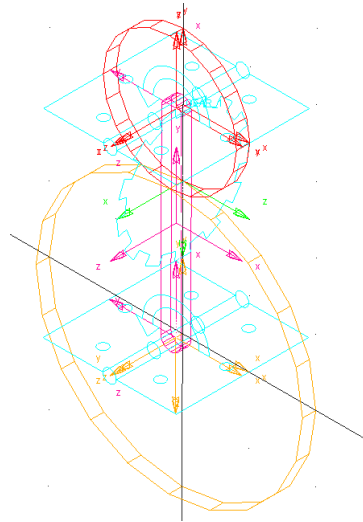


Figura 70. Representación de un engranaje (*gear*) en *ADAMS View*

Una forma alternativa utilizada para modelar los pares de engrane entre los piñones hace uso de acopladores o *couplers* (ver Figura 71). Estos elementos establecen el engrane entre los piñones mediante un ratio o relación de giro de un piñón respecto al otro. No son necesarios elementos auxiliares en su definición, por lo que será el tipo de engranajes más utilizado en el modelo computacional de la transmisión.

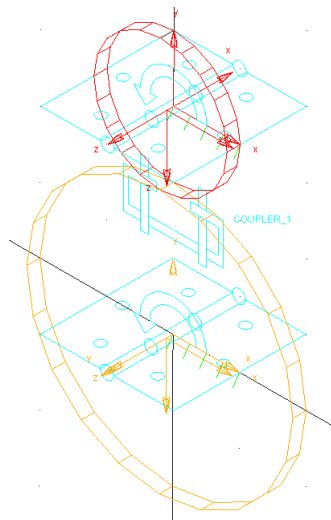


Figura 71. Representación de un acoplador (*coupler*) en *ADAMS View*

7.2.1.3 Parámetros de estudio

Una vez realizado el modelo del mecanismo de accionamiento, falta definir las variables que se analizan en el estudio paramétrico. Por una parte, se estudia la variación de los radios de los piñones 1, 8, 9 y 10 (ver Figura 59), los cuales definen la reducción de velocidad angular a la entrada del mecanismo. Por otra parte, la variación del radio de los piñones 4 y 6 define la multiplicación de la señal de velocidad angular oscilante. En lo que se refiere al mecanismo rectificador, el estudio paramétrico queda restringido a la variación de las magnitudes anteriores.

7.2.2 Modelado del mecanismo inercial

Como se expuso anteriormente, el mecanismo inercial consiste en un tren epicicloidal colocado de forma invertida (el eje de entrada se encuentra conectado al porta satélites y el eje de salida al planeta). De esta forma, en esta disposición el tren epicicloidal estaría multiplicando la velocidad angular de entrada. A la corona del tren epicicloidal se le adiciona una determinada masa, que confiere un carácter dinámico a la transmisión.

Para repartir el esfuerzo que sufre cada satélite de un tren epicicloidal simple, se disponen generalmente en un tren epicicloidal 3 o 4 satélites equiespaciados angularmente alrededor del eje central del tren. Sin embargo, en el modelado computacional, se define un único satélite, siendo el mecanismo cinemáticamente equivalente y eliminándose la redundancia que existiría en las simulaciones, de existir un mayor número de satélites. Por lo tanto, los elementos constituyentes del modelo del tren epicicloidal son porta satélites, satélite, corona y planeta (ver Figura 72).

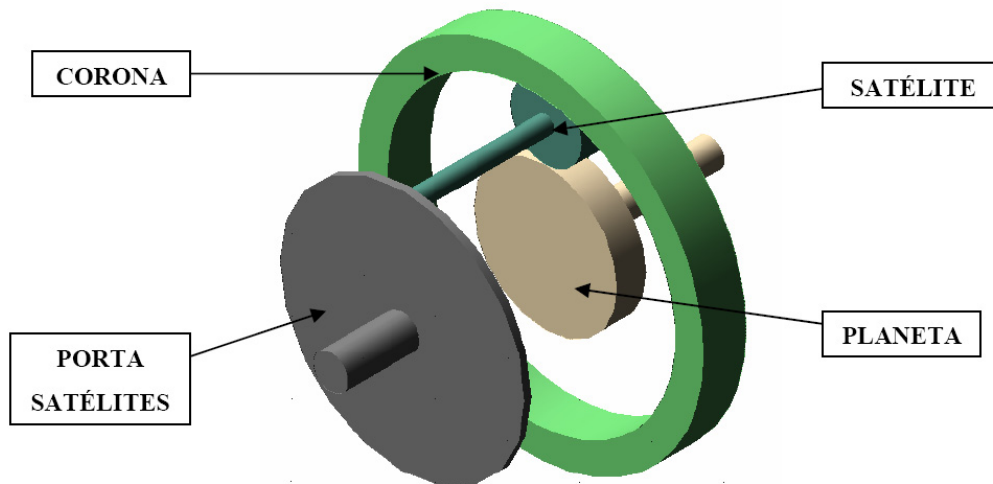


Figura 72. Modelo del mecanismo inercial en *ADAMS View*

El modelado del tren epicicloidal se realiza también de forma paramétrica. Por ejemplo, el radio interno de la corona se calcula de manera automática como la suma del radio del planeta más el diámetro del satélite. De este modo, si se varía el radio del satélite y/o del planeta, el radio interno de la corona variará de forma proporcional para que todos los elementos sigan engranados.

Por otro lado, al variar el espesor, la longitud o el radio interno de la corona, se podrá modificar su inercia. Dicha inercia de la corona, junto con los radios del planeta y del satélite serán los parámetros de estudio en el tren epicicloidal.

Las dimensiones iniciales de los distintos parámetros que conforman el modelo del tren epicicloidal se muestran en la Tabla 9.

Variable	Tamaño (<i>mm</i>)
Radio planeta	50
Radio satélite	25
Espesor corona	60

Tabla 9. Tamaño inicial de los elementos del tren epicicloidal

7.2.3 Modelado del mecanismo rectificador

Como se ha explicado, la señal de velocidad angular en el eje de salida del mecanismo inercial es de carácter oscilatorio. Se justificó entonces que para obtener una velocidad angular en un único sentido en el eje de salida del sistema de transmisión, a fin de poder utilizarse para la tracción de un vehículo, es necesario el uso un mecanismo rectificador de movimiento basado en ruedas libres.

Se utiliza un par de ruedas libres o diodos mecánicos, a fin de poder aprovechar en ambos sentidos el movimiento oscilante del planeta (ver Figura 73). Las ruedas libres se modelan como piñones, los cuales están conectados mediante un par de acción-reacción al planeta del tren epicycloidal a través del eje de salida del mecanismo inercial.

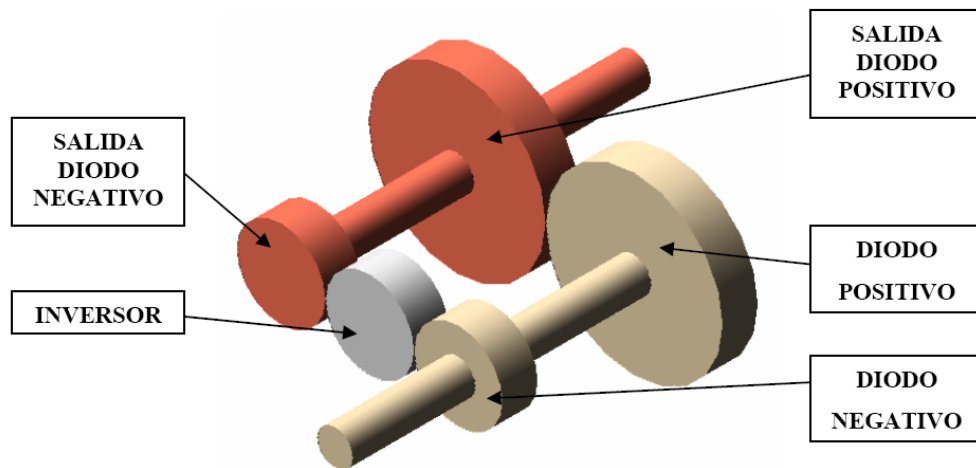


Figura 73. Modelo completo del mecanismo rectificador en *ADAMS View*

En el caso de que el planeta gire en el sentido en el que engrana la rueda libre denominada *diodo positivo* (ver Figura 73), dicho diodo transmite movimiento al eje de salida del mecanismo rectificador a través del piñón al que se encuentra engranado, mientras que la rueda libre *diodo negativo* no transmite. En el caso contrario, en el que el planeta gira en el sentido en el que engrana la rueda libre denominada *diodo negativo*, dicho diodo transmite movimiento al eje de salida del mecanismo rectificador a través del piñón *inversor* al que se encuentra engranado, mientras que la rueda libre *diodo positivo* no transmite. En ambos casos, el movimiento del eje de salida del mecanismo rectificador resulta en el mismo sentido de giro.

Tanto los piñones que hacen las veces de ruedas libres, como los piñones que transmiten el movimiento al eje de salida, van engranados mediante acopladores o *couplers*, unidos entre sí con uniones fijas o *fixed joints* y unidos a la carcasa mediante uniones de revolución o *revolute joints*, de igual forma que los pares de engranaje antes descritos.

Por su parte, la condición de transmisión de cada rueda libre en un determinado sentido se realiza a través de una función de par o *torque*. Con esta función, definida entre dos elementos, se transmite un determinado par desde un elemento al otro. Por tanto, el planeta transmite par, y por tanto movimiento, de forma alternativa, a ambas ruedas libres, aprovechándose el movimiento oscilatorio en ambos sentidos en el eje de salida.

Para modelar el comportamiento de las ruedas libres se hace uso de la función escalón o *step* (ver Figura 74). Dicha función escalón se multiplica por la velocidad angular relativa del planeta respecto a cada una de las ruedas libres, de modo que si el planeta gira en el sentido correspondiente a una de las ruedas libres, se aplica sobre ésta el par correspondiente para que gire a la velocidad del planeta. En cambio, si el planeta gira en el sentido contrario al del engrane de dicha rueda libre, el par aplicado es nulo. El cálculo del par que cumple esta condición lo realiza *ADAMS View* de forma interna mediante la función *torque*, debiéndose ajustar el valor del escalón y un parámetro de tiempo de respuesta. Se utiliza un valor negativo en la definición del escalón para que las ruedas libres giren en el mismo sentido que el planeta.

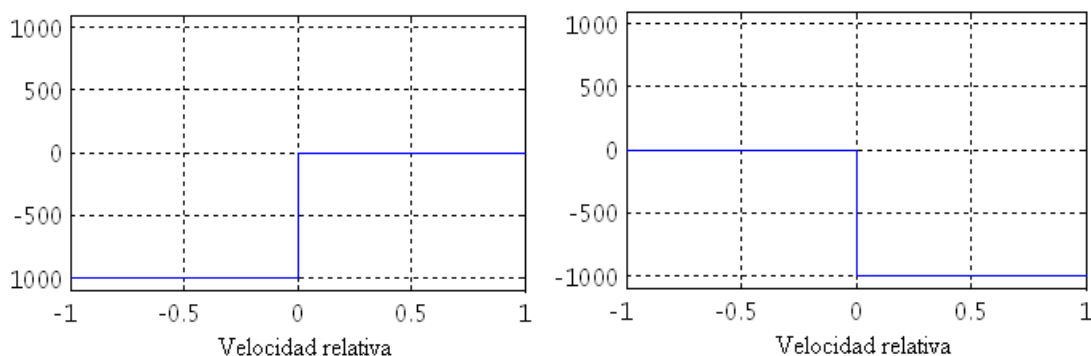


Figura 74. Función *step* de diodos positivo (izquierda) y negativo (derecha)

En el mecanismo rectificador, al estar el tamaño de todos los elementos definido, no se considera la realización de un estudio paramétrico. El uso de un engranaje que reduzca o multiplique la velocidad angular a la salida de la transmisión se considerará como un

elemento externo del mecanismo rectificador, situado a continuación del mismo en el sistema de transmisión (ver Figura 75).

7.2.4 Modelo del sistema de transmisión completo

En la Figura 75 se representa el modelo en *ADAMS View* del sistema de transmisión completo, en el que se muestran el mecanismo de accionamiento, el mecanismo inercial y el mecanismo rectificador.

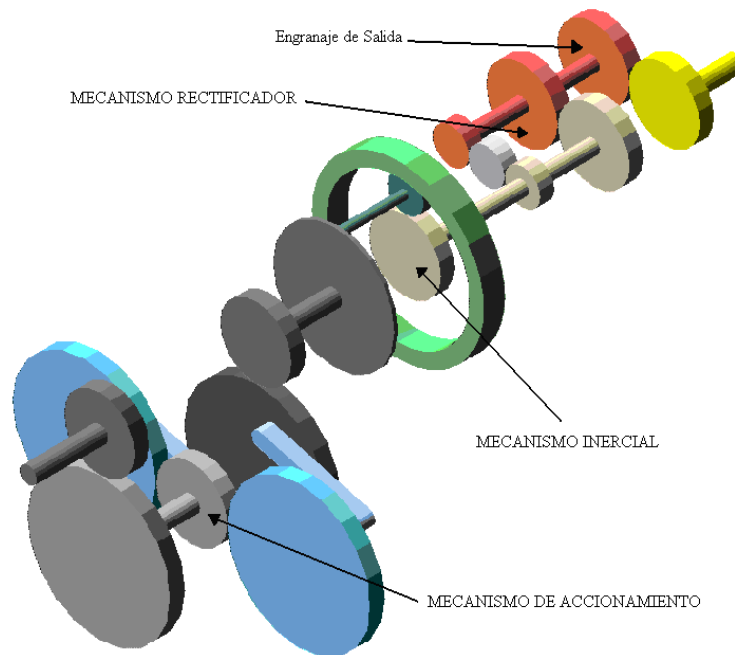


Figura 75. Modelo completo del mecanismo rectificador en *ADAMS View*

Los dos piñones que definen el engranaje de salida (ver Figura 75) se modelan con el mismo tamaño, por lo que la relación de transmisión del par de engrane es 1:1, y no se reduce ni se multiplica la velocidad angular a la salida del mecanismo rectificador. De esta forma, el engranaje de salida no influye en las simulaciones iniciales del sistema de transmisión completo.

7.3 Entradas del modelo computacional

Realizado ya el modelo computacional en formato paramétrico del sistema, resta definir cuales serán las entradas a las que se verá sometida la transmisión. Dichas entradas vendrán definidas por el elemento de accionamiento en el eje de entrada y por el par resistente en el eje de salida de la transmisión.

7.3.1 Motor eléctrico

El modelo computacional del sistema de transmisión se acciona mediante una señal de velocidad angular constante en su eje de entrada. Por lo tanto, el accionamiento es equivalente a un motor eléctrico, mediante el que se puede fijar la velocidad angular del eje de entrada de la transmisión a un valor elegido.

Para modelar la velocidad angular del elemento de accionamiento en *ADAMS View* se utiliza la función *Motion*. Haciendo uso de esta función, que se aplica en un elemento de rotación o *joint*, puede fijarse la velocidad angular en el eje de entrada del mecanismo de accionamiento a un determinado valor, o bien definir, con una expresión matemática, la evolución de dicha velocidad angular. En cualquiera de estos casos, la función *Motion* actúa suministrando el par necesario en cada instante que sea compatible con la evolución de la velocidad angular impuesta. De esta forma, el par que suministra dicha función al eje de entrada resulta ser oscilante (ver Figura 76).

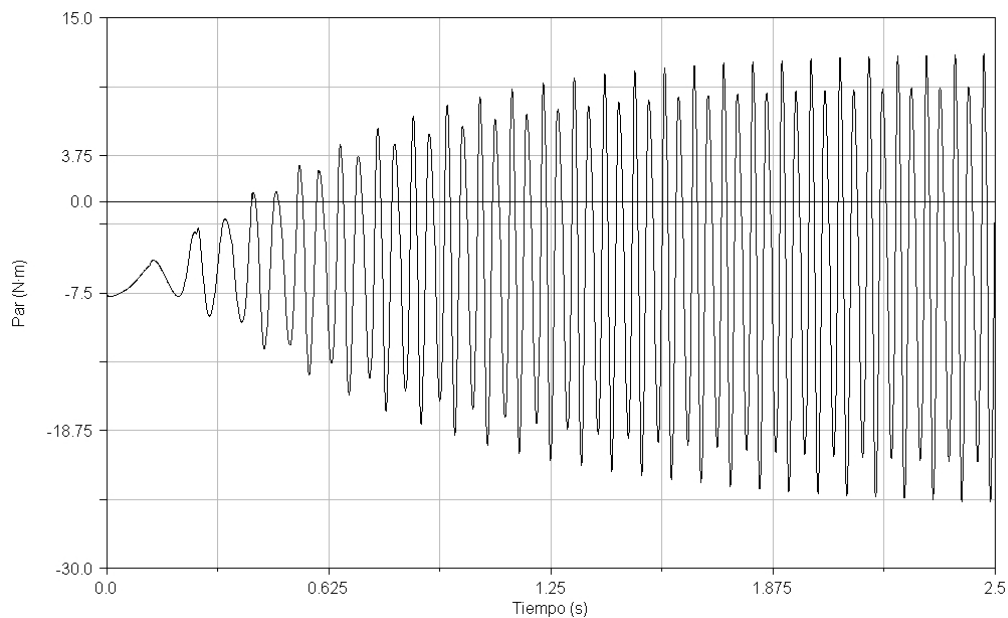


Figura 76. Par oscilante en el eje de entrada

Las velocidades que se usan en las simulaciones para caracterizar el comportamiento de la transmisión, en función de los valores de los parámetros de estudio, son 1000, 3000, 4500 y 6000 *rpm*. El primer valor, corresponde a una situación de ralentí de un motor de

combustión interna, mientras que, el último valor, corresponde a la máxima velocidad de giro de un motor de este tipo. Los valores intermedios permiten caracterizar el funcionamiento del sistema para un determinado valor de los parámetros de estudio. Estos valores constantes de velocidad angular se utilizan en la función *Motion* multiplicados por una función exponencial como se muestra en la expresión (8).

$$\omega(t) = \omega_{rp} \cdot (1 - e^{-a \cdot t}) \quad (8)$$

De esta forma, se produce una evolución suave desde una velocidad nula hasta la velocidad angular en régimen permanente, como se muestra en la Figura 77. La velocidad angular aumenta de manera progresiva hasta su valor en régimen permanente en función del valor de la constante a .

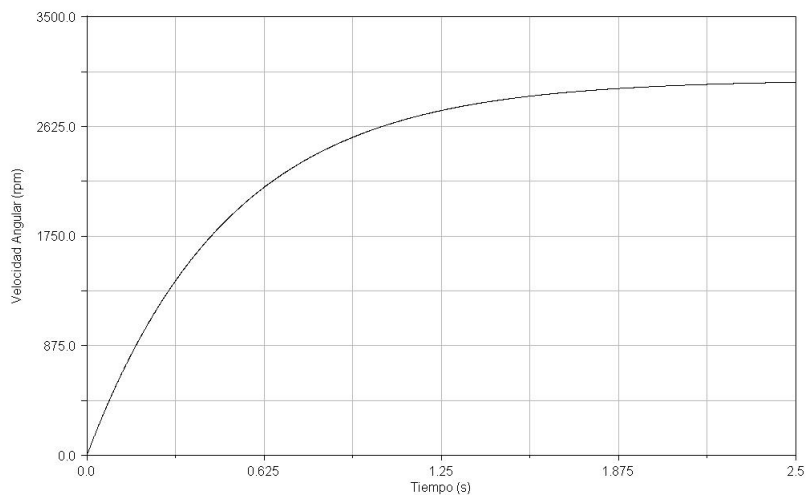


Figura 77. Evolución de la velocidad angular del eje de entrada

7.3.2 Motor de combustión interna

Si bien en el estudio paramétrico del sistema de transmisión el eje de entrada de la transmisión se acciona mediante una velocidad angular constante que corresponde a un motor eléctrico, el objetivo de la transmisión es ser usada en un vehículo accionado por un motor de combustión interna. Es necesario, por tanto, realizar simulaciones en las que se accione el eje de entrada de la transmisión con las condiciones propias de un motor de combustión interna.

La respuesta de un motor de combustión interna, en función de las revoluciones a las que gira en cada instante, viene caracterizada por las curvas de par motor y de potencia (ver Figura 78).

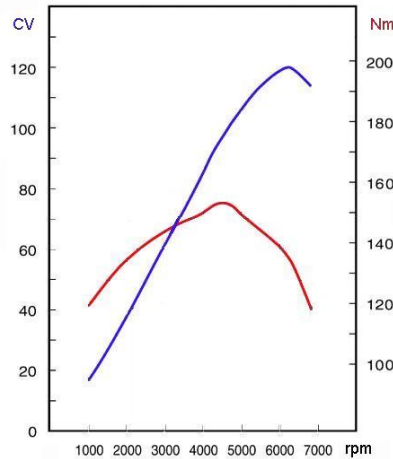


Figura 78. Curvas de par y potencia de un motor de combustión interna

Para modelar el comportamiento de un motor de combustión interna en *ADAMS View* se hace uso de la función *Torque*. Se utiliza una función que interpole la curva de par mostrada en la Figura 78, correspondiente a un motor de combustión tipo para un vehículo turismo. Se trata de un motor de gasolina de 120 CV de potencia máxima que proporciona un par máximo aproximado de 150 N·m a una velocidad de giro en torno a las 4500 rpm.

La curva de par representada en la Figura 78 corresponde a admisión máxima. Por lo tanto, la curva de par se modula con el valor de la admisión de combustible del motor, que varía entre admisión nula y el 100 % de admisión. De esta forma, el par, en un determinado instante, se evalúa en función del valor de la admisión y de la velocidad de giro del eje de entrada en dicho instante.

El motor, además de proporcionar par y velocidad angular al eje de entrada de la transmisión, se caracteriza por tener una determinada inercia. Gracias a esto, se regulan las oscilaciones de la velocidad angular en el eje del motor y se disminuye el flujo de potencia que se transmite desde el sistema de transmisión hacia el motor.

Para solucionar este problema se aumenta la inercia del piñón de entrada al sistema de transmisión, modelándose, de esta forma, la inercia del motor. Se muestran, en la Figura 79, curvas de velocidad de entrada para simulaciones con baja y alta inercia del motor.

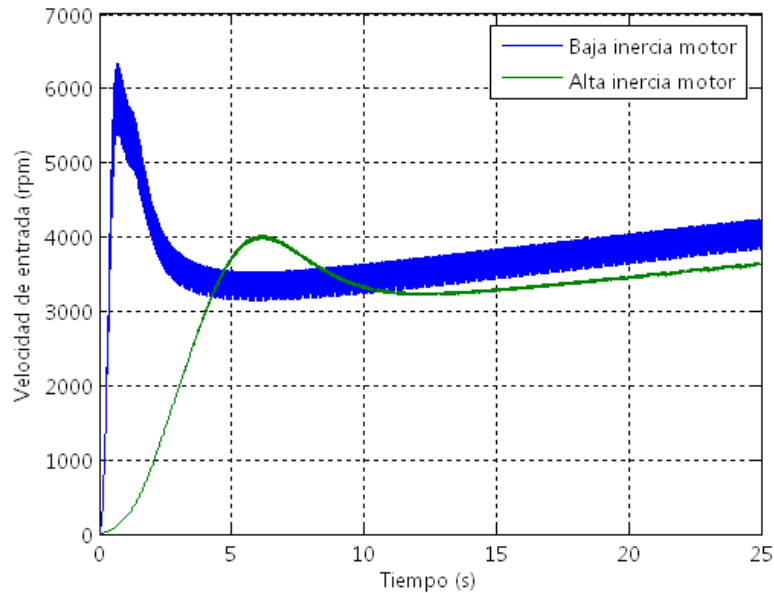


Figura 79. Velocidad de giro del motor de combustión para baja y alta inercia

Cuando el motor tiene baja inercia, en un proceso de aceleración el motor alcanza un valor alto de revoluciones y luego se estabiliza (ver Figura 79). Además la señal de velocidad angular tiene un valor de rizado alto. Todo esto es debido a que el flujo de potencia se invierte alternativamente, produciéndose en sentido del motor a la transmisión y viceversa. Por el contrario, en el caso en que el motor tiene una inercia alta, no se aprecia rizado en la señal de velocidad angular. Ambas señales, para baja y alta inercia del motor, tienden en la Figura 79 a una velocidad en régimen permanente de 4500 rpm. El valor de la inercia estará en una situación intermedia a las anteriores y deberá fijarse para que el comportamiento sea el más parecido al de un motor real.

El uso de una velocidad angular en el eje de entrada de la transmisión que aproxime la señal de un motor de combustión interna supone, en relación con el uso de un motor eléctrico, un mayor coste computacional. Esto se debe a que la función que interpola el par real del motor de combustión debe evaluarse en cada instante de tiempo. De esta forma, mientras más compleja sea la función de interpolación, mayor será el coste computacional y existirán más probabilidades de fallo de la simulación.

7.3.3 Par resistente

En el eje de salida del modelo del sistema de transmisión completo se aplica una función de par que simule el par resistente en el eje de salida de la transmisión de un vehículo. Dicho par resistente se obtiene, para unas determinadas características del vehículo dadas, según los planteamientos de la dinámica longitudinal de vehículos. Según estos planteamientos, la función de par resistente está compuesta por cuatro términos que corresponden a la rodadura del vehículo, la aerodinámica, la pendiente de la carretera, y la inercia del vehículo (ver apéndice A).

La función resultante de par resistente en el eje de salida se aplica en el modelo computacional, al igual que en el caso de par de un motor de combustión interna, mediante la función *Torque*. Dicha función de par resistente en el eje de salida resulta ser un polinomio que depende de la velocidad y la aceleración angulares en el eje de salida. Por ello, para obtener el valor del par en el eje de salida en cada instante, debe evaluarse la función en dicho instante, una vez calculados los valores de velocidad y aceleración angulares, incidiéndose en un alto coste computacional.

Para disminuir el coste computacional y evitar que se produzcan errores de simulación, se sustituye el término correspondiente a la inercia del vehículo en la función de par por una masa equivalente, situada en el eje de salida del modelo del sistema de transmisión. De esta forma, cuando el eje de salida de la transmisión se esté acelerando, dicha masa opondrá al proceso de aceleración una determinada inercia, equivalente a la que provoca el término de inercia de la función de par al cual sustituye.

La función de par resistente en el eje de salida se utiliza para observar la evolución del sistema de transmisión optimizado. Sin embargo, durante el estudio paramétrico el par en el eje de salida se fija a distintos valores constantes, los cuales se encuentran en el rango de pares que se ejercen sobre el sistema de transmisión de un vehículo en condiciones de uso cotidianas.

Al comienzo de una simulación, el eje de salida de la transmisión no proporciona par de forma inmediata. Si, desde ese primer instante, se fija el par resistente en el eje de salida

a un determinado valor constante, el eje de salida giraría al comienzo de la simulación en sentido contrario, lo cual no se corresponde con una situación real para un sistema de transmisión. Para solucionar este problema, se introduce, mediante la función de par o *Torque*, el par constante multiplicado por una función exponencial según (9), por lo que el par en el eje de salida evoluciona desde cero hasta el valor en régimen permanente según sea el valor de la constante b .

$$T_s(t) = T_{rp} \cdot (1 - e^{-bt}) \quad (9)$$

Los valores de par constante que se utilizan en las simulaciones del estudio paramétrico son 20, 50, 100, 150 y 200 $N\cdot m$.

7.4 Modelo inicial

Tras haberse concluido el proceso de modelado del sistema de transmisión y la justificación de las entradas del modelo, se realiza una simulación para observar el comportamiento de la transmisión con los valores iniciales de los distintos elementos que la componen, mostrados con anterioridad.

La simulación se realiza sometiendo al modelo computacional a una velocidad angular de entrada de 3000 rpm y aplicando un par en el eje de salida de 20 $N\cdot m$. Como se explicó, tanto la velocidad de entrada como el par de salida se introducen, de manera progresiva, hasta alcanzar sus respectivos valores en régimen permanente, como se muestra en la Figura 80.

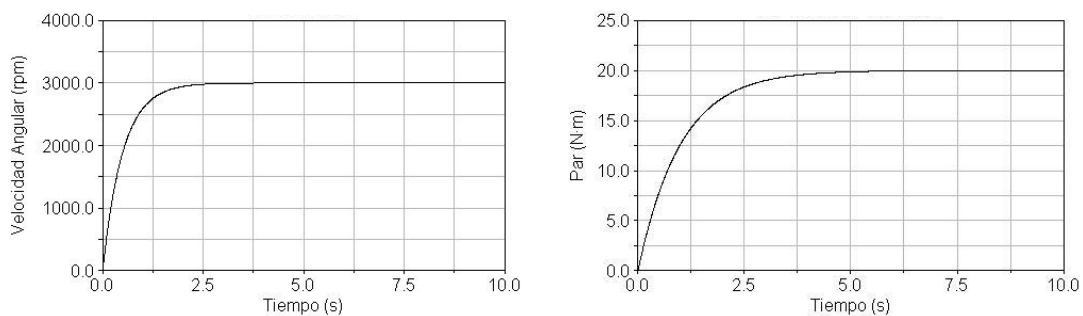


Figura 80. Velocidad angular en el eje de entrada (izq.) y par resistente en el eje de salida (dcha.)

Bajo estas condiciones de simulación, el mecanismo de accionamiento genera, en el piñón 4 de salida de dicho mecanismo, la señal de velocidad angular oscilante centrada en cero mostrada en la Figura 81. Esta señal es de carácter simétrico en régimen permanente y acciona el mecanismo inercial a través del eje del porta satélites.

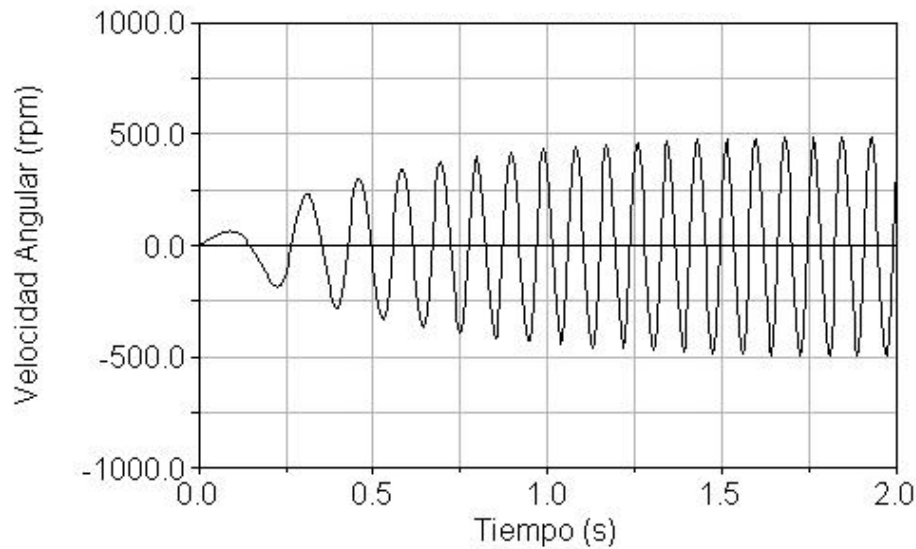


Figura 81. Velocidad angular de salida del mecanismo de accionamiento

El mecanismo inercial es accionado, a través del porta satélites, por esta señal oscilante y proporciona, en el eje del planeta, una señal regulada de velocidad angular oscilante. La velocidad angular oscilante en el planeta depende, debido al grado de libertad adicional que comprende el mecanismo de regulación inercial, de la velocidad angular en el eje de entrada y del par resistente en el eje de salida de la transmisión. La evolución de las velocidades angulares de los distintos elementos del mecanismo de regulación inercial se produce según se muestra en la Figura 82.

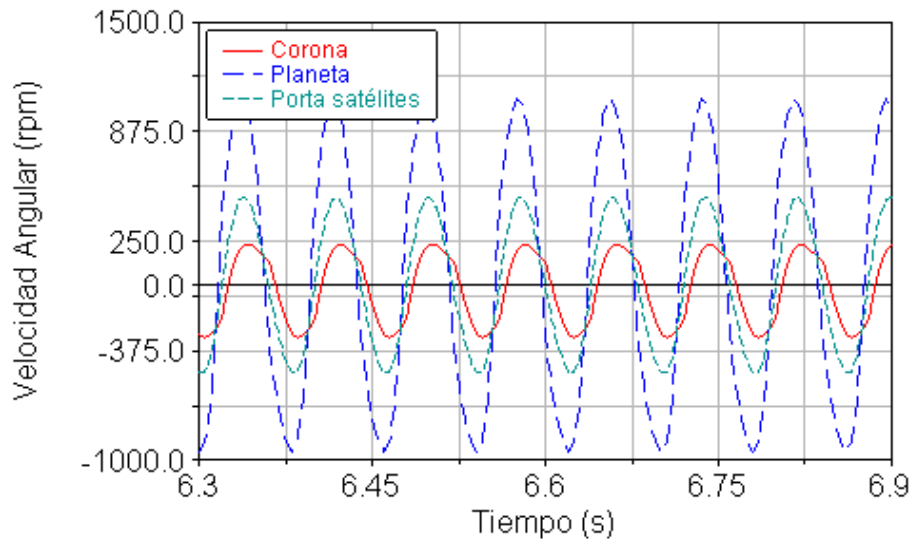


Figura 82. Evolución de las velocidades angulares de los elementos del mecanismo inercial

El mecanismo rectificador recibe la señal oscilante proveniente del mecanismo inercial y, aprovechando la oscilación en ambos sentidos, la convierte en la velocidad angular en un único sentido de giro mostrada en Figura 83. Dicha velocidad angular, en ausencia de multiplicación, es la velocidad angular en el eje de salida del sistema de transmisión. Es una señal con un alto rizado que oscila en régimen permanente respecto a una velocidad media en torno a las 750 rpm , desde 400 a 1100 rpm aproximadamente.

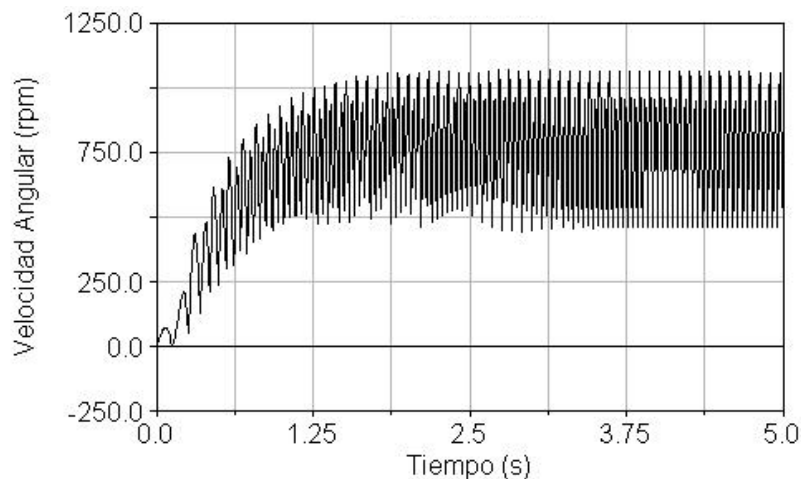


Figura 83. Velocidad angular en el eje de salida de la transmisión

En esta situación, en régimen permanente de velocidad angular de entrada de 3000 rpm y velocidad de salida oscilando en torno a las 750 rpm , se tiene una relación de

transmisión en torno a 0,25. Para el correcto funcionamiento del sistema como transmisión de un vehículo deberá eliminarse dicha oscilación del eje de salida.

Se muestra, por último, la evolución del par en las ruedas libres, las cuales sufren un par máximo en torno a 50 $N\cdot m$ a una frecuencia de indexación de 12.5 Hz (ver Figura 84). Como se explicó, las ruedas libres son un punto crítico en el diseño de la transmisión, no debiéndose superar el par y la frecuencia de indexación máximos admisibles en relación con las especificaciones de las ruedas libres que existen en el mercado.

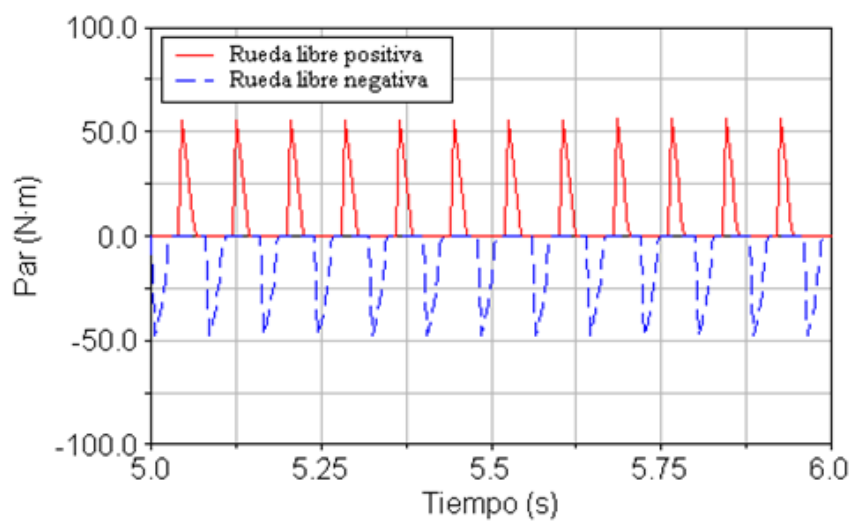


Figura 84. Par soportado por las ruedas libres

7.5 Conclusiones

Se ha expuesto, en este capítulo, el modelo computacional realizado en ADAMS View con el que se realiza el estudio paramétrico posterior. Se han descrito los elementos que conforman el modelo computacional, los vínculos y uniones entre dichos elementos, así como las distintas sollicitaciones (velocidad angular de entrada, par motor, par resistente en el eje de salida) a las que se encuentra sometido el sistema en cada caso.

Se ha realizado la simulación del modelo inicial, mostrándose la evolución de distintas variables de interés. Se ha expuesto, asimismo, la diversa problemática que aparece en la realización de las simulaciones y que habrá que tener en cuenta, subsanándola en el caso de que fuese necesario.

CAPÍTULO 8:

ESTUDIO PARAMÉTRICO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

8.1 Introducción

Una vez se ha concluido el modelo computacional en *ADAMS View* del sistema de transmisión y se ha comprobado su correcto funcionamiento con el modelo inicial, se realiza un estudio paramétrico del sistema de transmisión. En dicho estudio paramétrico, se varía el valor de cada uno de los parámetros característicos que modifican de manera sustancial el comportamiento del sistema de transmisión, manteniendo constante el valor del resto de parámetros.

Predecir el comportamiento del sistema de transmisión inercial frente a cada uno de los parámetros no es una labor sencilla. El grado de libertad adicional de la transmisión, así como su carácter inercial, implican comportamientos no lineales frente a variaciones de los parámetros. Ello complica el que se puedan establecer relaciones causa-efecto antes de realizar las simulaciones.

En una primera fase del estudio paramétrico se realizan simulaciones variando los distintos parámetros de estudio para valores fijos de las entradas del modelo, velocidad angular en el eje de entrada y par en el eje de salida de la transmisión.

Una vez determinada la influencia de cada uno de los parámetros objeto de estudio en el comportamiento del sistema de transmisión, se modifican los valores de los mismos

para poder conseguir las velocidades angulares requeridas, venciendo los pares de salida correspondientes al sistema de transmisión en un vehículo turismo.

8.2 Influencia de los parámetros

Como se ha expuesto, en primer lugar, se realiza un estudio paramétrico fijando las entradas del modelo. Se fija, para este estudio, la velocidad angular de entrada a 3000 *rpm*, sin establecer una limitación de potencia en el eje de entrada, y el par resistente a la salida a 50 *N·m*.

Los parámetros que se tienen en cuenta en el estudio son los siguientes:

- Longitud de la corona
- Radio exterior de la corona
- Relación entre los radios de planeta y satélites
- Relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6
- Multiplicación o reducción a la salida
- Reducción en el mecanismo de accionamiento

La influencia de cada uno de los parámetros señalados con anterioridad en el comportamiento del sistema de transmisión, se obtiene modificando, de forma progresiva, el valor de dicho parámetro en el modelo computacional y realizando la simulación correspondiente. Se obtiene para cada simulación el régimen medio de velocidad angular en el eje de salida que se alcanza para dicho valor del parámetro. Se representa el régimen medio de velocidad angular para los distintos valores de cada uno de los parámetros considerados.

8.2.1 Longitud de la corona

Se varía, en primer lugar, la longitud de la corona del mecanismo inercial (ver Figura 85). La longitud inicial de la corona es de 3 *cm*, variándose dicha longitud en la secuencia de simulaciones para valores de 6, 9, 12, 15, 18 y 45 *cm*. Con esta última simulación se pretende intuir el comportamiento del sistema para altas longitudes de la corona.

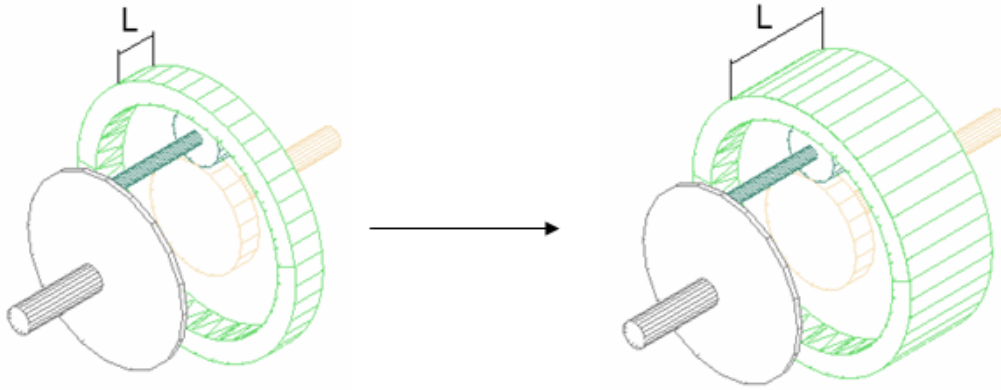


Figura 85. Variación de la longitud de la corona

La velocidad media de salida de la transmisión aumenta con la longitud de la corona para las condiciones de funcionamiento fijadas, como se muestra en la Figura 86. Dicho aumento es considerable para longitudes de corona bajas, aunque va decreciendo a medida que se aumenta dicha longitud de la corona. De esta forma, para longitudes de la corona altas, un aumento de dicho parámetro no mejora de manera notable la respuesta del sistema de transmisión. Además, este comportamiento es válido considerando un elemento de accionamiento sin limitación de potencia. Si se considerase un elemento de accionamiento con una determinada potencia máxima, habría un valor de la longitud de la corona a partir del cual la velocidad media de salida disminuiría.

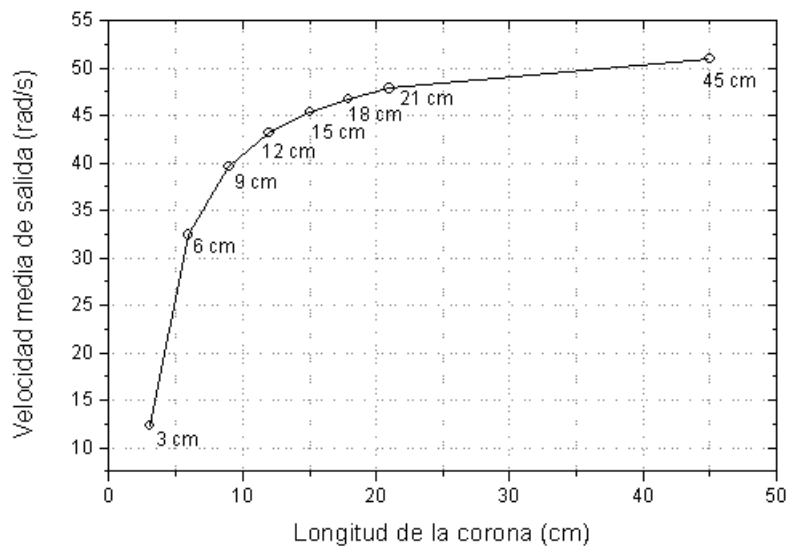


Figura 86. Evolución de la velocidad media de salida con la longitud de la corona

En las simulaciones realizadas variando la longitud de la corona a partir de los valores iniciales del resto de parámetros, se alcanza una potencia máxima de $2,5 \text{ kW}$, que se corresponde a la velocidad angular media de salida máxima multiplicada por el par resistente en el eje de salida, que como se dijo es $50 \text{ N}\cdot\text{m}$.

8.2.2 Radio exterior de la corona

Se varía ahora el radio exterior de la corona, manteniendo constante el valor del radio interior de la misma (ver Figura 87). Se realizan simulaciones para valores del radio exterior de la corona de 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 y 30 *cm*. Con la simulación de radio exterior 30 *cm* se pretende, de nuevo, determinar la evolución del comportamiento del sistema de transmisión para radios exteriores de la corona grandes.

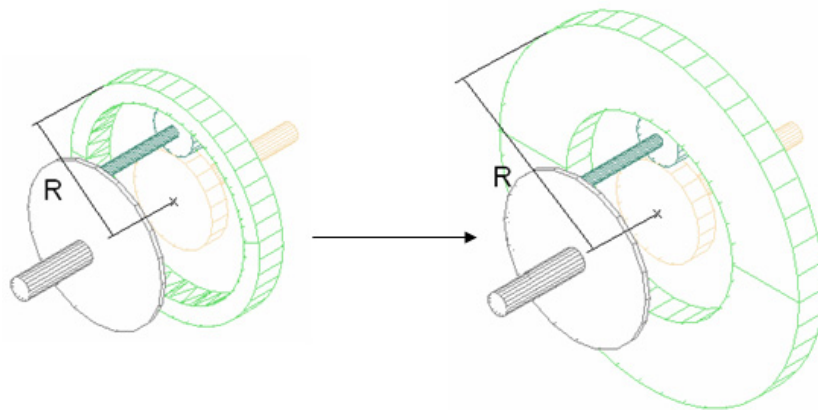


Figura 87. Variación del radio exterior de la corona

Se muestra en la Figura 88 como aumenta la velocidad media de salida de la transmisión con el radio exterior de la corona para las condiciones de funcionamiento fijadas. La evolución del comportamiento es similar a la que se produce cuando se varía la longitud de la corona, decreciendo el aumento de velocidad angular de salida media a medida que se aumenta el radio exterior de la corona. De igual forma, para radios exteriores de la corona altos, un aumento de dicho parámetro no mejora de manera notable la respuesta de la transmisión. De nuevo en este caso, el comportamiento descrito es válido cuando se considera un elemento de accionamiento sin limitación de potencia. Si se considerase un elemento de accionamiento con una determinada potencia máxima, habría un valor del radio exterior de la corona a partir del cual la velocidad media de salida disminuiría.

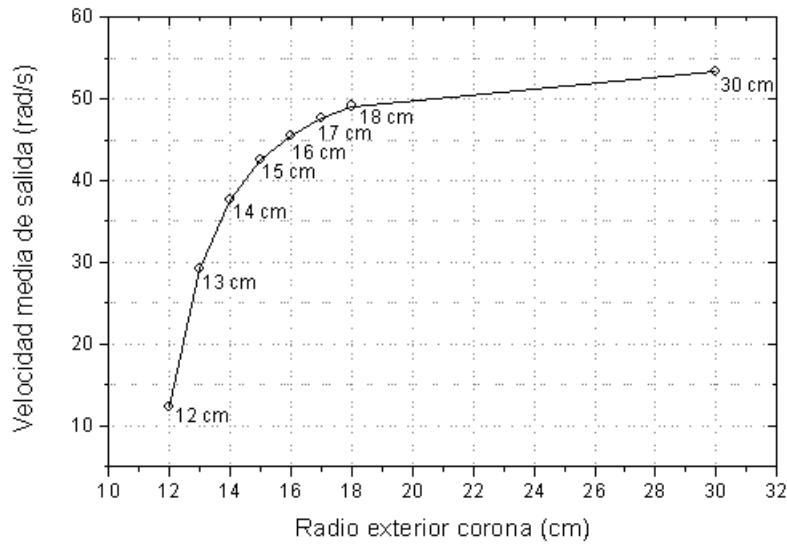


Figura 88. Evolución de la velocidad media de salida con el radio exterior de la corona

En esta ocasión, se alcanza en las simulaciones realizadas variando el radio exterior de la corona una potencia máxima de $2,6 \text{ kW}$. Este valor de potencia se corresponde a la velocidad angular media de salida máxima, obtenida para un radio de la corona de 30 cm , multiplicada por el par resistente en el eje de salida, que como se dijo es $50 \text{ N}\cdot\text{m}$.

8.2.3 Inercia de la corona

Como se ha comprobado en los apartados anteriores, la respuesta de la transmisión evoluciona de forma similar frente a la variación del radio exterior de la corona y de la longitud de la corona. El motivo de esta similitud reside en que al variar el valor de cualquiera de estos parámetros, se está variando la inercia de la corona alrededor de su eje de giro. La expresión de la inercia de la corona alrededor de su eje de giro se muestra en (10).

$$I_c = \frac{1}{2} \cdot m_c \cdot (r_{ext}^2 + r_{in}^2) = \frac{1}{2} \cdot \rho_c \cdot \pi \cdot L_c \cdot (r_{ext}^2 - r_{in}^2) \cdot (r_{ext}^2 + r_{in}^2) = \frac{1}{2} \cdot \rho_c \cdot \pi \cdot L_c \cdot (r_{ext}^4 - r_{in}^4) \quad (10)$$

Como se muestra en la expresión (10), la inercia de la corona aumenta con el radio exterior de la misma elevado a la cuarta potencia, mientras que aumenta de manera lineal con la longitud de la corona. De esta forma el aumento de la inercia de la corona,

y por tanto de la velocidad media de salida de la transmisión, se produce de manera mucho más rápida aumentando el radio de la corona que aumentando su longitud.

Por lo expuesto anteriormente, se presenta, como mejor alternativa, tratar la inercia de la corona como único parámetro en sustitución de radio y longitud, distribuyéndose *a posteriori* dicha inercia con valores de estos parámetros iniciales según convenga. Se muestra, en la Figura 89, la evolución de la velocidad angular media de salida en función de la inercia en la corona.

Según se muestra en la Figura 89, la velocidad media de salida aumenta con la inercia de la corona para las condiciones de funcionamiento de la transmisión fijadas. Dicho aumento es considerable para inercias de la corona bajas, aunque decrece a medida que aumenta la inercia de la corona. Este fenómeno marca la importancia de este parámetro en la caracterización del sistema de transmisión inercial y justifica el establecimiento de un límite inercial, a partir del cual la velocidad angular media de salida no aumenta de manera sustancial con la inercia de la corona y, en consecuencia, no sería conveniente el aumento de dicha inercia de la corona. Como se dijo, este comportamiento es válido considerando un elemento de accionamiento sin limitación de potencia. En caso contrario, habría un valor de la inercia de la corona a partir del cual la velocidad media de salida disminuiría.

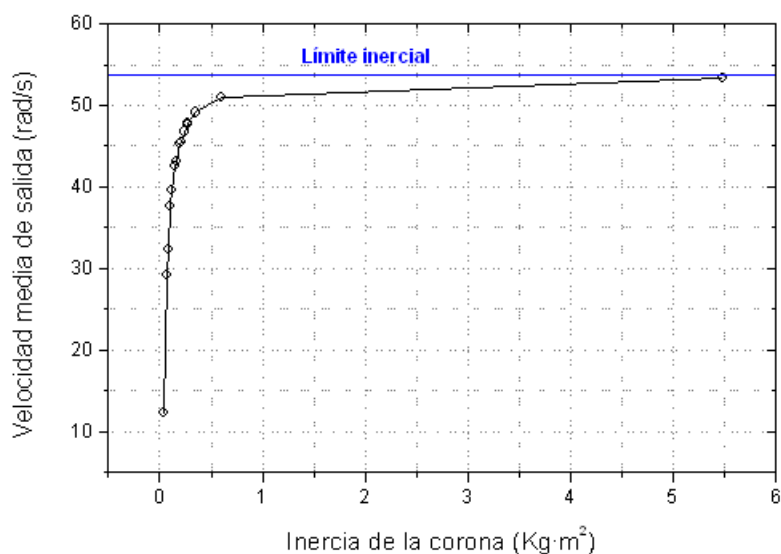


Figura 89. Evolución de la velocidad media de salida con la inercia de la corona

Según se muestra en la Figura 89, y en relación con el límite inercial descrito, el valor óptimo de la inercia de la corona para las dimensiones iniciales de la transmisión estaría en torno a los $0,7 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, no obteniéndose en las condiciones de funcionamiento fijadas mejora sustancial en la respuesta del sistema.

8.2.4 Relación entre radios de planeta y satélites

Se varía en este apartado los radios del planeta y del satélite del tren epicicloidal, manteniendo constante el radio interior de la corona (ver Figura 90).

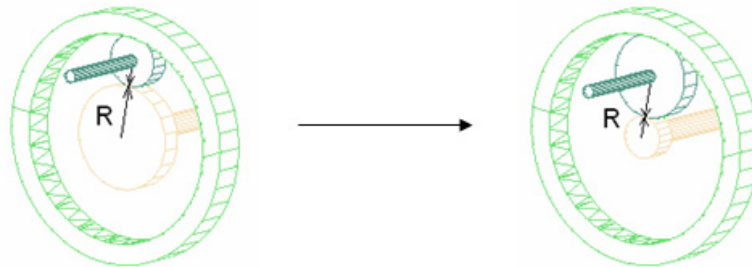


Figura 90. Variación del radio exterior de la corona

Se utilizan, en las simulaciones, las relaciones de radios de planeta y satélite mostradas en la Tabla 10, que toman valores que deben ser congruentes con el radio interior de la corona inicialmente fijado.

$\frac{8}{1}$	$\frac{7}{1,5}$	$\frac{6}{2}$	$\frac{5}{2,5}$	$\frac{4}{3}$	$\frac{3}{3,5}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{1}{4,5}$
---------------	-----------------	---------------	-----------------	---------------	-----------------	---------------	-----------------

Tabla 10. Relaciones entre el radio de planeta y satélite

Como se expuso al explicar el principio de funcionamiento del sistema de transmisión, la energía transferida al tren epicicloidal a través del porta satélites se invierte en accionar la corona y el planeta. Para realizar las simulaciones correspondientes a este caso del estudio paramétrico, se bloquea la corona, lo que es equivalente a aumentar infinitamente su inercia. De esta forma, con la corona bloqueada, todo el movimiento se transmite al eje de salida de la transmisión a través del planeta, siendo la velocidad angular media de salida resultante la máxima posible para las condiciones de funcionamiento de la transmisión fijadas.

En el apartado anterior se expuso la evidencia de la existencia de un límite inercial para la corona del tren epicicloidal de la transmisión. Por lo tanto, para valores de inercia de la corona suficientemente altos se estará en condiciones de respuesta de la transmisión similares a las obtenidas en este caso de corona fija.

En la Figura 91 se muestra como evoluciona la velocidad angular media de salida de la transmisión con la relación de radios de planeta y satélite, para las condiciones de funcionamiento inicialmente fijadas.

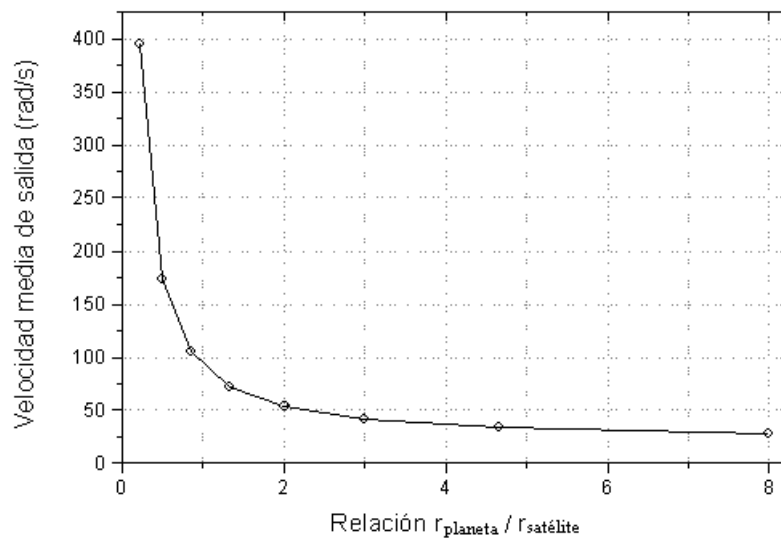


Figura 91. Evolución de la velocidad media de salida con la relación de radios de planeta y satélite

Como se muestra en la Figura 91, el aumento de la relación de radios entre planeta y satélite conlleva una disminución de la velocidad angular media de salida del sistema de transmisión. Este comportamiento es predecible teniendo en cuenta la cinemática del sistema, ya que, al disminuir el radio del planeta respecto al de los satélites, el par de engranaje hace que se transmita mayor velocidad al eje de salida a través del planeta. Hay que tener de nuevo en cuenta que el comportamiento descrito es válido cuando se considera un elemento de accionamiento sin limitación de potencia. En el caso que se considerase un elemento de accionamiento con potencia máxima, habría un valor de la relación entre los radios por debajo de la cual la velocidad media de salida disminuiría.

El hecho de disminuir el parámetro expuesto implica disminuir el radio del planeta a costa de aumentar el radio del satélite. Al respecto, hay que tener en cuenta que una gran reducción del radio del planeta hace de dicho elemento una parte crítica del tren epicicloidal. La limitación viene dada por las relaciones dadas por los fabricantes de trenes epicicloidales que se encuentran en el mercado. Con relaciones de radios límites de en torno a 0,25 se alcanzarían potencias transmitidas en torno a los 20 kW.

8.2.5 Relación entre el piñón 4 y el piñón 6

Se parte, en este caso, de simulación de las dimensiones iniciales de los piñones 4 y 6, con radios de 5 cm y 10 cm respectivamente, según la disposición inicial del mecanismo de accionamiento (ver Figura 59). Las simulaciones se realizan manteniendo constante el radio del piñón 6 y variando el radio del piñón 4, entre 1 cm y 8 cm (ver Figura 92).

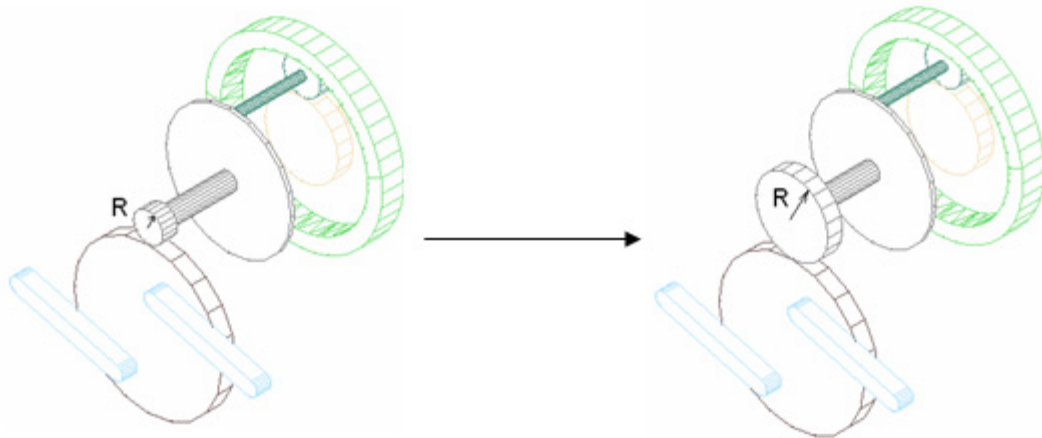


Figura 92. Variación de la relación entre los radios del piñón 4 y del piñón 6

Se realizan, de esta forma, simulaciones con las relaciones de radios de los piñones 4 y 6, que se muestran en la Tabla 11.

$\frac{1}{10}$	$\frac{2}{10}$	$\frac{3}{10}$	$\frac{4}{10}$	$\frac{5}{10}$	$\frac{6}{10}$	$\frac{7}{10}$	$\frac{8}{10}$
----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------

Tabla 11. Relaciones entre los radios del piñón 4 y del piñón 6

La variación de la relación entre los radios del piñón 4 y del piñón 6 influye, de manera importante, en la amplitud de la señal de salida del mecanismo de accionamiento. De

esta forma, como de muestra gráficamente en la Figura 93, para valores bajos de la relación entre los radios de los piñones 4 y 6, se consiguen valores altos de la amplitud de la señal de salida del mecanismo de accionamiento, mientras que al ir aumentando la relación entre dichos radios, la amplitud va disminuyendo.

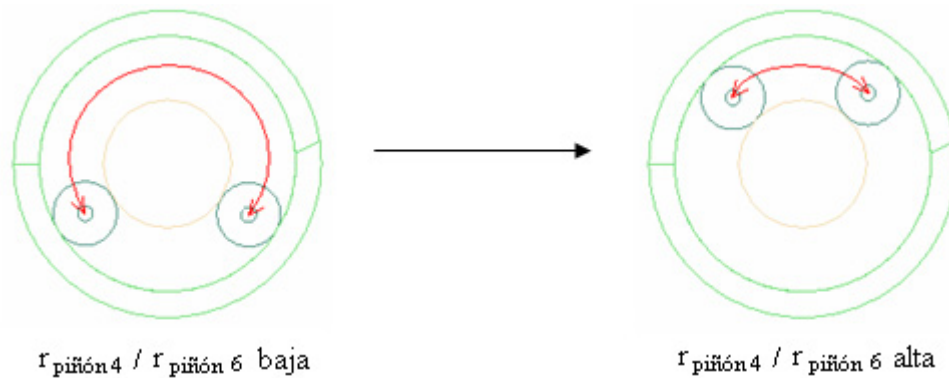


Figura 93. Variación de la amplitud con la relación entre los radios del piñón 4 y del piñón 6

Debido a este hecho, de aumento de la amplitud a la entrada del mecanismo rectificador, se justifica la evolución de la velocidad angular media de salida de la transmisión con la relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6, que se muestra en la Figura 94. De esta forma, se aprecia como la velocidad angular media de salida de la transmisión aumenta al disminuir la relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6 para las condiciones de funcionamiento inicialmente fijadas.

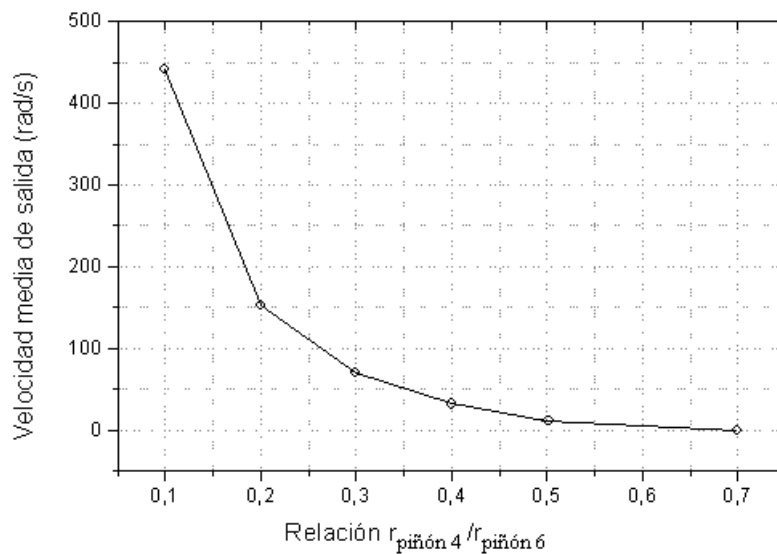


Figura 94. Evolución de la velocidad media de salida con la relación de radios de piñones 4 y 6

La disminución de la relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6 implica un aumento de la velocidad angular media de salida y, por tanto, un aumento de la potencia transmitida por el sistema para el valor fijado de par resistente. Este aumento de la velocidad angular media de salida del sistema de transmisión debido al aumento de la amplitud de la señal de salida del mecanismo rectificador podría conseguirse no solo disminuyendo la relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6 sino, como se vio anteriormente, acercando el punto de engrane de las bielas al centro del balancín. Sin embargo, el diseño de las bielas se optimizó para generar una señal con la forma requerida, por lo que, *a priori*, este parámetro no resulta modificable.

Como sucedía en casos anteriores, una relación entre los radios del piñón 4 y del piñón 6 baja implica una diferencia entre los radios de estos piñones, lo cual repercute negativamente en el rendimiento del sistema. Las simulaciones realizadas para tamaños pequeños del piñón 4 (por ejemplo para tamaños de 1, 2 y 3 *cm* respecto a un radio del piñón 6 de 10 *cm*) proporcionan potencias transmitidas superiores a 20 *kW*, aunque, como se ha expuesto, los valores de estas potencias se vean comprometidos por el rendimiento del sistema.

Además, en las condiciones antes expuestas, al variar la relación entre el radio de los piñones 4 y 6, se vería truncada la coaxialidad del sistema de transmisión completo. Sin embargo, para una relación dada entre ambos piñones, existe un valor para el radio de ambos que, manteniendo dicha relación entre ambos, permite recuperar la coaxialidad del sistema de transmisión.

8.2.6 Multiplicación o reducción a la salida

Se realizan en este apartado variaciones de la relación del engranaje de salida del sistema de transmisión (ver Figura 95), con el fin de determinar la influencia de una multiplicación o una reducción de la velocidad angular en dicho par de engrane.

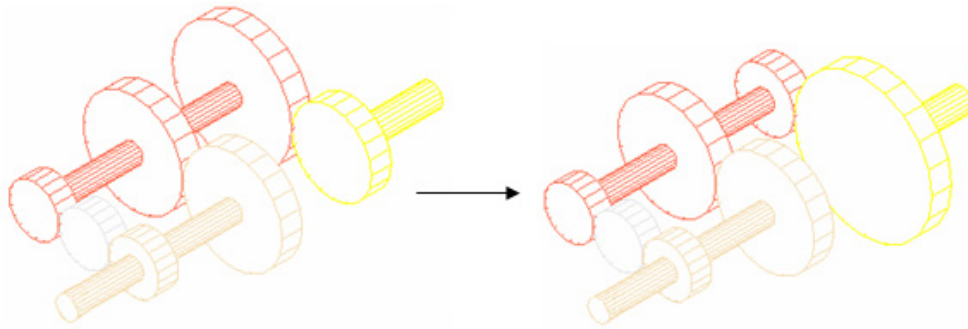


Figura 95. Variación de la relación en el engranaje de salida

Se realizan simulaciones variando la relación del par de engranajes de salida de la transmisión, según los valores mostrados en la Tabla 12.

$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{7}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{6}{4}$
----------------	---------------	---------------	---------------	---------------	---------------

Tabla 12. Relaciones en el engranaje de salida

La evolución de la velocidad angular con la relación en el engranaje de salida se muestra en la Figura 96. Se aprecia en dicha evolución que, para reducciones moderadas de la relación en el engranaje de salida, se puede conseguir un sensible aumento en la velocidad angular media a la salida para las condiciones de funcionamiento dadas. Sin embargo a medida que se disminuye la reducción hasta pasar a la relación unidad y se continúa para valores de multiplicación de la relación de salida, la velocidad angular media de salida va disminuyendo de forma aproximadamente lineal.

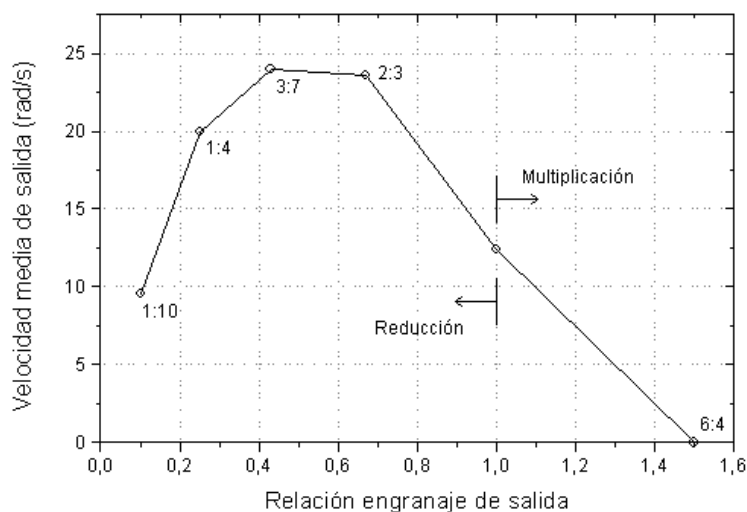


Figura 96. Evolución de la velocidad media de salida con la relación del engranaje de salida

A priori, cabría esperar un aumento de la velocidad angular de salida a medida que se aumenta la relación del engranaje de salida, obteniéndose así bajas velocidades para valores de reducción en el engranaje y altas velocidades para valores de multiplicación. Sin embargo, la influencia del par que debe vencer el mecanismo inercial caracterizado por el par que ven los diodos (ruedas libres) en el eje de salida, es un factor determinante para el comportamiento del sistema de transmisión. De esta forma, como se muestra en la Figura 97, el par que se debe vencer aumenta con la relación en el engranaje de salida. Así, al tener que vencerse un gran par en el eje de salida del sistema inercial, lo cual sucede para valores de multiplicación altos, la velocidad angular media del sistema de transmisión para las condiciones de funcionamiento dadas disminuye.

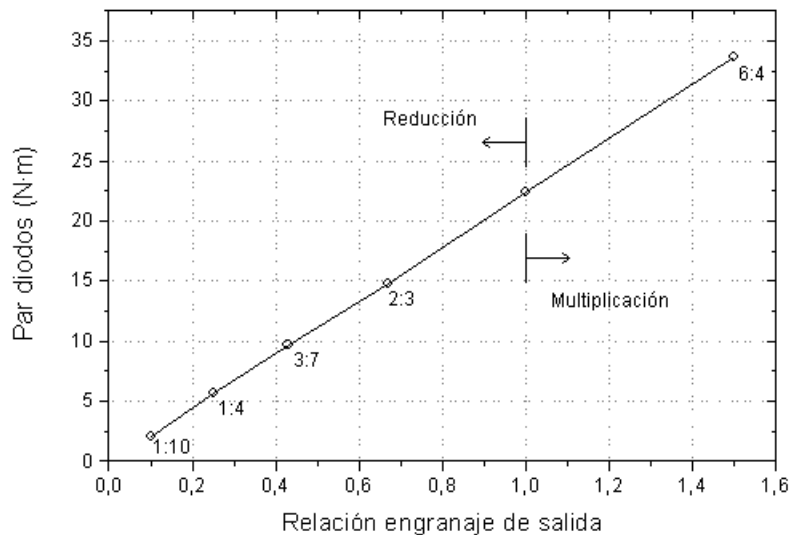


Figura 97. Aumento de par en los diodos con la relación del engranaje de salida

Se atestigua un comportamiento complejo del sistema de transmisión, respecto al parámetro de relación del engranaje en el eje de salida, dependiente de las condiciones de funcionamiento (velocidad de entrada, par en el eje de salida, etc.) a las que se encuentre sometida la transmisión. Este factor tendrá que ser tenido en cuenta en análisis posteriores, en función de las condiciones de funcionamiento que se establezcan en las simulaciones.

8.2.7 Reducción en el mecanismo de accionamiento

Se estudia, en este apartado, el comportamiento del sistema de transmisión frente a la variación de la reducción en el mecanismo de accionamiento, la cual incide de forma directa en la frecuencia de indexación de las ruedas libres. La variación de la reducción en el mecanismo de accionamiento se realiza modificando el radio del piñón 1 (ver Figura 59), según se muestra en la Figura 98.

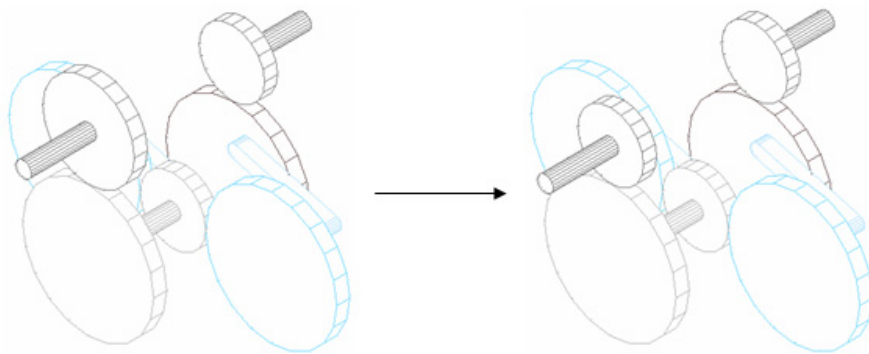


Figura 98. Variación de la reducción en el mecanismo de accionamiento

Cuando se realizó el diseño previo del mecanismo de accionamiento, se fijó la máxima frecuencia de indexación de las ruedas libres a 25 Hz , correspondientes a una velocidad máxima de giro del motor de 6000 rpm . En estas condiciones, se estaría del lado de la seguridad, existiendo aun un margen para aumentar las indexaciones máximas en las ruedas libres. De esta forma, se estudia, en este apartado, la evolución de la velocidad angular media de salida respecto a un aumento de las indexaciones de trabajo de las ruedas libres.

Se realizan simulaciones, variando la reducción en el mecanismo de accionamiento que provocan las frecuencias de indexación, a un régimen máximo de giro de motor de 6000 rpm , que se muestran en la Tabla 13.

Reducción	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
Frecuencia de indexación (Hz)	25	30	35	40	45	50

Tabla 13. Frecuencias máximas de indexación correspondientes a cada valor de reducción

La evolución de la velocidad angular con la reducción en el mecanismo de accionamiento se muestra en la Figura 99. Teniendo en cuenta la relación de correspondencia de la Tabla 13, se comprueba que existe una relación aproximadamente lineal entre el aumento de las indexaciones en las ruedas libres y la velocidad angular media en el eje de salida de la transmisión.

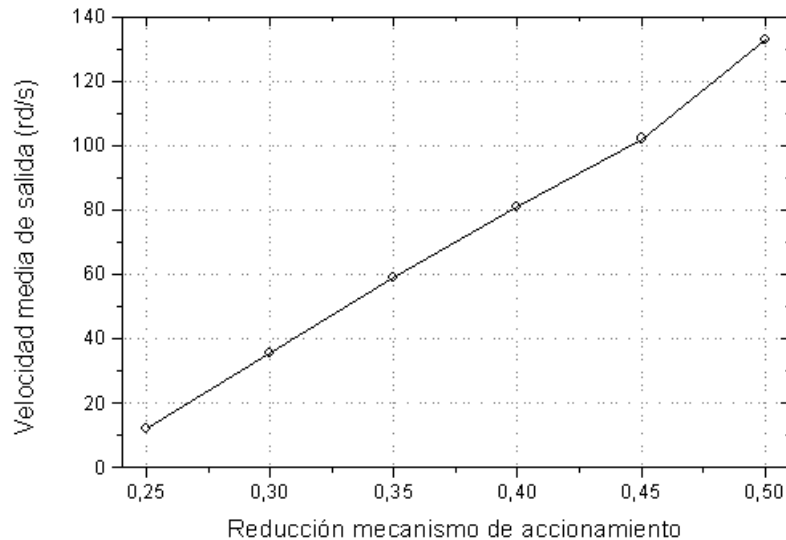


Figura 99. Evolución de la velocidad media de salida con la relación del engranaje de salida

De esta forma, se concluye que se podrá aumentar la velocidad angular media de salida del sistema modificando la reducción en el mecanismo de accionamiento, siempre que se esté del lado de la seguridad en cuanto al valor de indexaciones máximas de las ruedas libres a máximo régimen de giro del motor.

8.3 Modificaciones del sistema de transmisión

Una vez realizadas las simulaciones para determinar la influencia de cada uno de los parámetros objeto de estudio en el comportamiento del sistema de transmisión, se modifican los valores de estos parámetros con el objeto de alcanzar los requerimientos exigibles al sistema de transmisión de un vehículo turismo.

A la vez que se realizan dichas modificaciones, se profundiza en el estudio paramétrico, el cual se ha realizado para unas determinadas condiciones de funcionamiento fijadas. En esta ocasión, las simulaciones se realizan para un rango de valores de velocidades de

entrada y pares de salida que corresponden al rango de funcionamiento de un sistema de transmisión de un vehículo turismo.

Los valores de velocidad angular de entrada para los que se realizan simulaciones son 1000, 3000, 4500 y 6000 *rpm*. El primer valor de velocidad se corresponde con un valor de giro del motor de combustión de un vehículo al ralentí, mientras que, el último valor podría, corresponder a su régimen máximo de giro. De igual forma, se toman unos valores de par de 20, 50 y 100 *N·m*, que barren el rango de pares a los que se somete el sistema de transmisión de un vehículo de gama media. De esta forma, se realizan 12 simulaciones para cada conjunto de valores de los parámetros considerados. De este modo, cada vez que se varíe el valor de alguno de los parámetros, cambiaría la configuración del sistema de transmisión y se realizarían de nuevo las 12 simulaciones, quedando caracterizado el sistema de transmisión para ese nuevo conjunto de valores de los parámetros.

Se sigue, a continuación, el mismo orden en los parámetros modificados, mejorándose progresivamente la transmisión de potencia del sistema de transmisión. El orden que se establece es el siguiente:

- Inercia de la corona
- Relación entre los radios de planeta y satélites
- Relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6
- Multiplicación o reducción a la salida
- Reducción en el mecanismo de accionamiento

8.3.1 Inercia de la corona

En este apartado se estudia el comportamiento del sistema, caracterizado por las 12 simulaciones que se realizan para distintos valores de velocidad angular de entrada y par en el eje de salida, frente a distintos valores de la inercia de la corona.

Como se expuso anteriormente, la inercia de la corona es un valor determinante en el comportamiento del sistema de transmisión que varía con el radio exterior y con la longitud de la corona, ya que se ha fijado el radio interior de la corona.

Se realiza la serie de simulaciones para valores de radio exterior de la corona de 12, 15, 19 y 25 *cm*, los cuales se corresponden con valores representativos de la inercia de la corona del reductor epicicloidal.

En la Figura 100 se muestra el comportamiento del sistema para dichos valores representativos de inercia de la corona a distintas velocidades angulares de entrada y para un valor del par resistente de 20 *N·m*. Como era de esperar, a medida que aumenta el régimen de giro del motor, aumenta también la velocidad de salida de la transmisión para cualquier valor de la inercia de la corona. Además, se tiene que la mejora de la respuesta de la transmisión con la inercia de la corona para las condiciones de funcionamiento dadas se estabiliza a partir de un determinado valor de la inercia, dependiente en cada caso de dichas condiciones de funcionamientos, velocidad angular en el eje de entrada y par resistente en el eje de salida. El comportamiento descrito es válido cuando se considera como elemento de accionamiento un motor eléctrico sin limitación de potencia. Si se considerase un motor de combustión con una determinada potencia máxima, la velocidad media de salida disminuiría a partir de un determinado valor de la inercia de la corona.

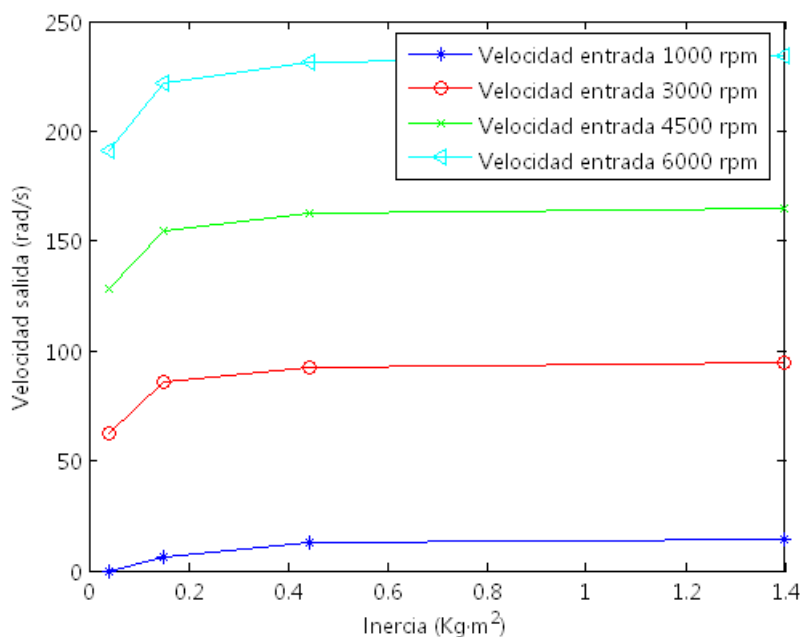


Figura 100. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para par resistente de 20 *N·m*

De igual forma se muestra en las Figura 101 y Figura 102, el comportamiento del sistema frente a la inercia de la corona para distintas velocidades angulares de entrada en los casos en que el par resistente toma valores de 50 y 100 $N\cdot m$ respectivamente. De nuevo, la mejora de la respuesta de la transmisión con la inercia de la corona, para ambas condiciones de funcionamiento, se estabiliza a partir de un valor de la inercia que es como se expuso función de velocidad angular de entrada y del par resistente.

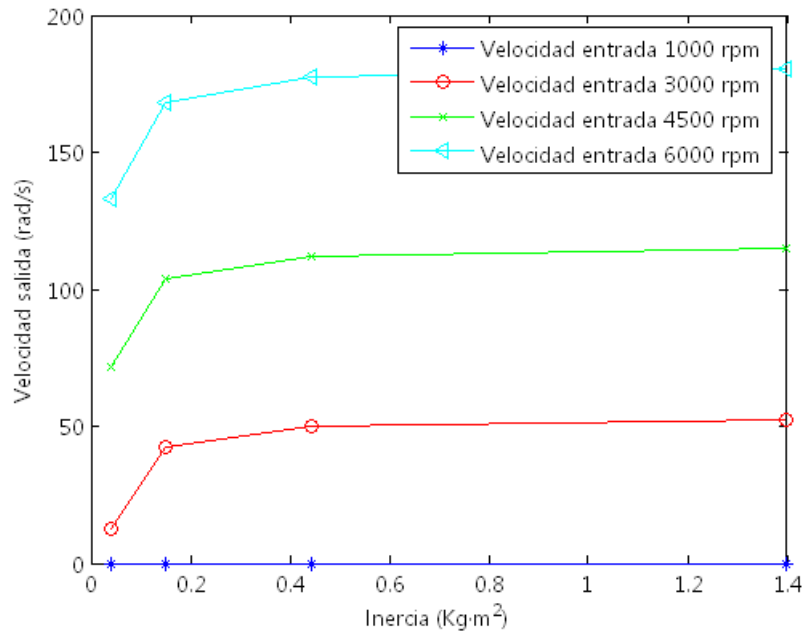


Figura 101. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para par resistente de 50 $N\cdot m$

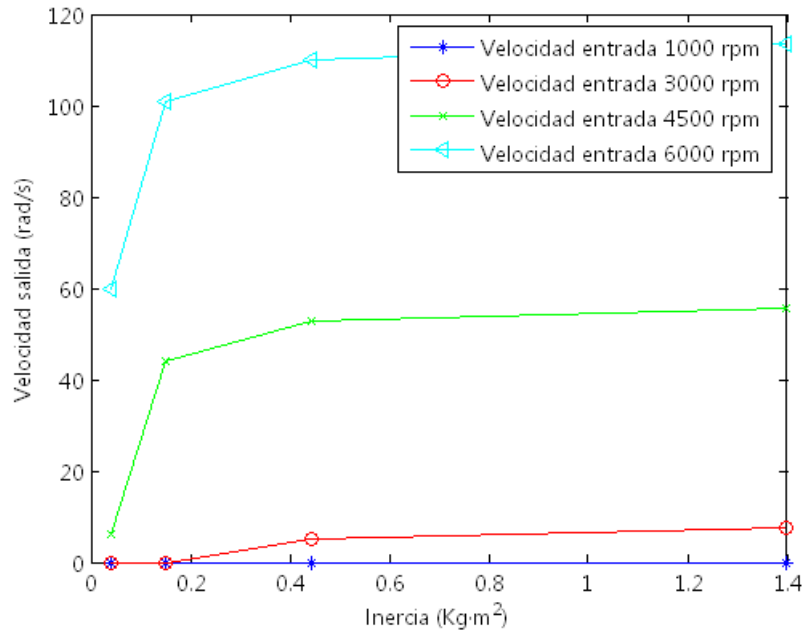


Figura 102. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para par resistente de 100 N·m

Las gráficas donde se representa la velocidad angular media de salida frente a la inercia para distintos pares de entrada se muestran en el anexo correspondiente. Dichas gráficas muestran el mismo comportamiento que las figuras anteriores.

En las gráficas anteriores se aprecia que el comportamiento de la transmisión en función de la inercia, para las distintas condiciones de funcionamiento, es similar. Esto implica que los efectos que provoca una determinada variación de la inercia de la corona son muy parecidos para todas las condiciones de funcionamiento a las que se somete al sistema de transmisión. De esta forma, se establece que un valor óptimo para la inercia se encontraría entre valores de 0,4 y 0,6 $kg \cdot m^2$, ya que a partir de éste último valor no se obtiene una mejora sustancial en la respuesta del sistema. Por ello se fija la inercia de la corona a 0,5 $kg \cdot m^2$, distribuyéndose dicha inercia entre el radio exterior y la longitud de la corona del tren epicicloidial.

Una vez fijada la inercia de la corona a 0,5 $kg \cdot m^2$, se muestran en la Figura 103 las potencias alcanzadas en la serie de simulaciones para las distintas condiciones de funcionamiento consideradas. La máxima potencia transmitida en estas simulaciones fue 11 kW para una velocidad de entrada de 6000 rpm y un par resistente de 100 $N \cdot m$.

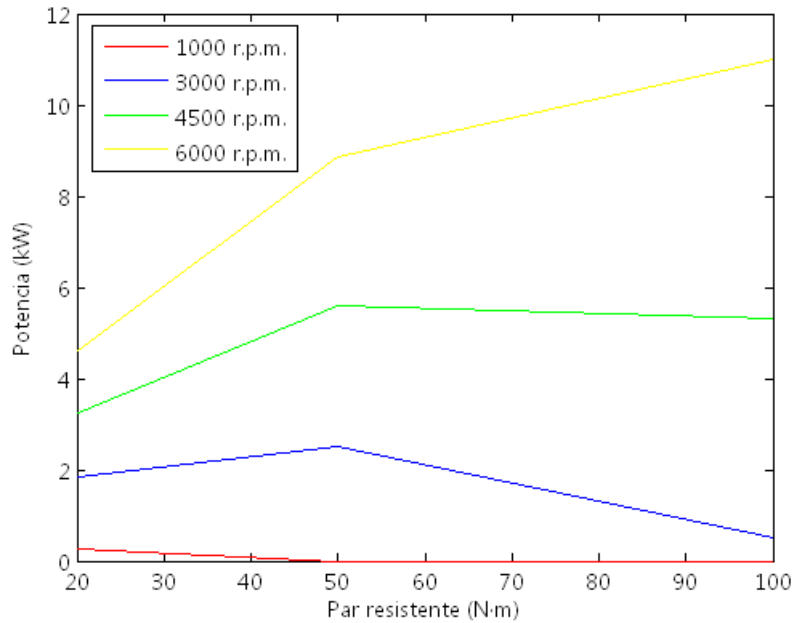


Figura 103. Potencias transmitidas con inercia de $0,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

8.3.2 Relación entre radios de planeta y satélites

Una vez fijada la inercia de la corona, se varía en este apartado la relación entre los radios del planeta y del satélite, con el fin de obtener mayores potencias transmitidas dentro del rango de funcionamiento del sistema de transmisión. Se comprobó, en las simulaciones realizadas, que la respuesta del sistema mejora al disminuir la relación del radio del planeta respecto del radio del satélite, consiguiéndose mayores velocidades angulares de salida para todo el rango de funcionamiento, todo ello cuando se considera un elemento de accionamiento sin limitación de potencia.

Se realizan, en esta ocasión, simulaciones con las relaciones entre los radios de planeta y satélites mostradas en la Tabla 14. Las velocidades angulares de entrada que se utilizan en las simulaciones son de nuevo 1000, 3000, 4500 y 6000 rpm, mientras que, en este caso, se amplía el rango de pares resistentes en el eje de salida, que en esta ocasión serán 20, 50, 100, 150 y 200 N·m. De esta forma se considera un mayor rango de funcionamiento del sistema de transmisión que se asemeja al real para un vehículo.

$\frac{5}{2,5}$	$\frac{4}{3}$	$\frac{3}{3,5}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{1}{4,5}$
-----------------	---------------	-----------------	---------------	-----------------

Tabla 14. Relaciones entre el radio de planeta y satélite

Los resultados obtenidos en las simulaciones se exponen en la Figura 104 a Figura 108, donde se muestra la velocidad angular media a la salida frente a la relación entre los radios de planeta y satélite para cada una de las velocidades angulares de entrada simulada, con pares resistentes en el eje de salida de 20, 50, 100, 150 y 200 $N\cdot m$ respectivamente.

Se muestra en el eje de abscisas, para facilitar la comprensión de los resultados, el numerador de las relaciones entre los radios de planeta y satélite representadas en la Tabla 14, correspondiente a un valor ficticio del radio del planeta, al cual le correspondería un radio de satélite con radio igual al denominador para cada valor de la relación.

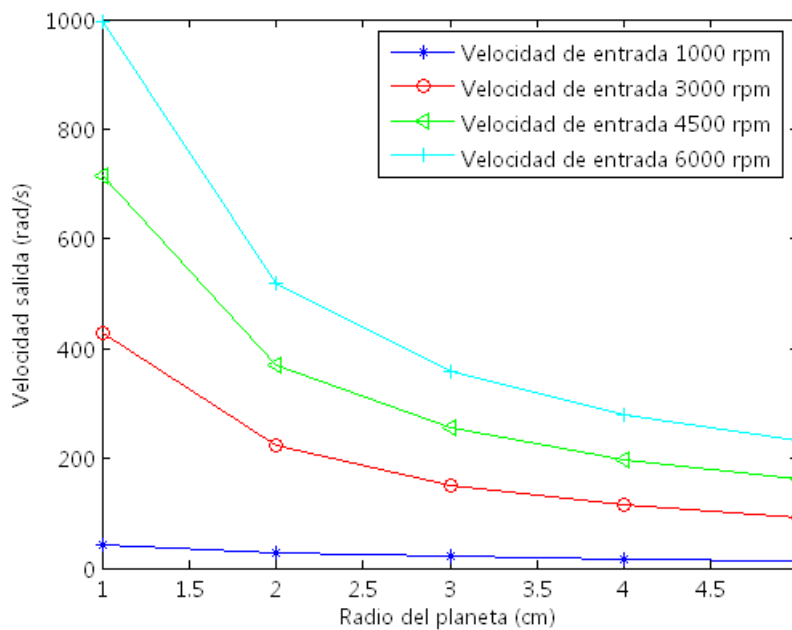


Figura 104. Velocidad media de salida frente a radio ficticio del planeta a par resistente de 20 $N\cdot m$

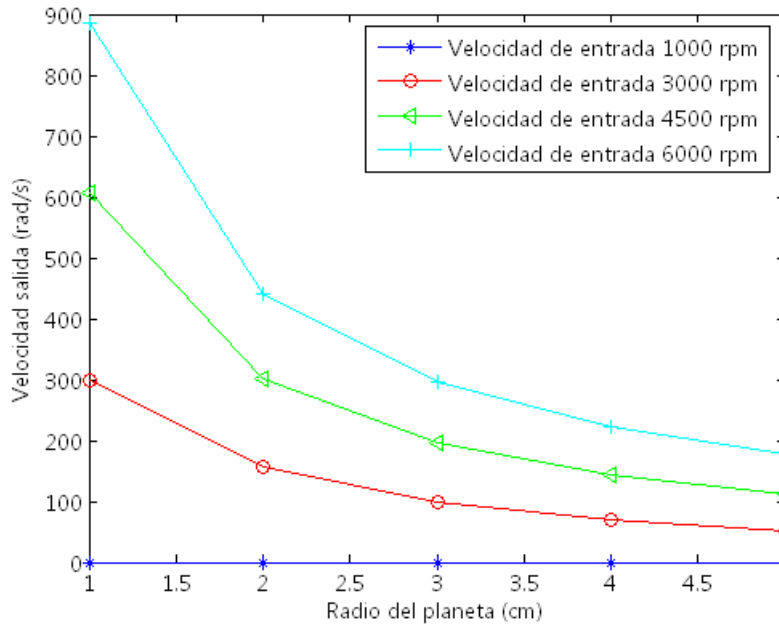


Figura 105. Velocidad media de salida frente a radio ficticio del planeta a par resistente de 50 N·m

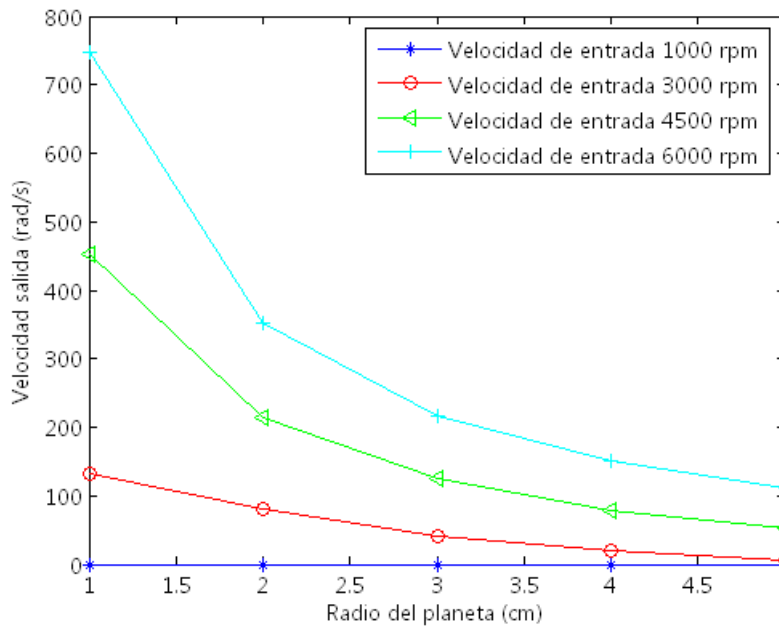


Figura 106. Velocidad media de salida frente a radio ficticio del planeta a par resistente de 100 N·m

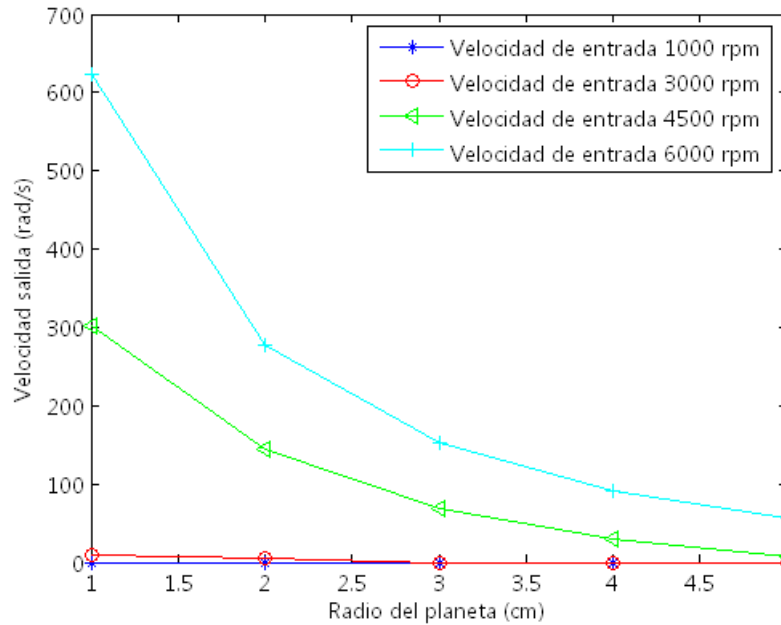


Figura 107. Velocidad media de salida frente a radio ficticio del planeta a par resistente de 150 N·m

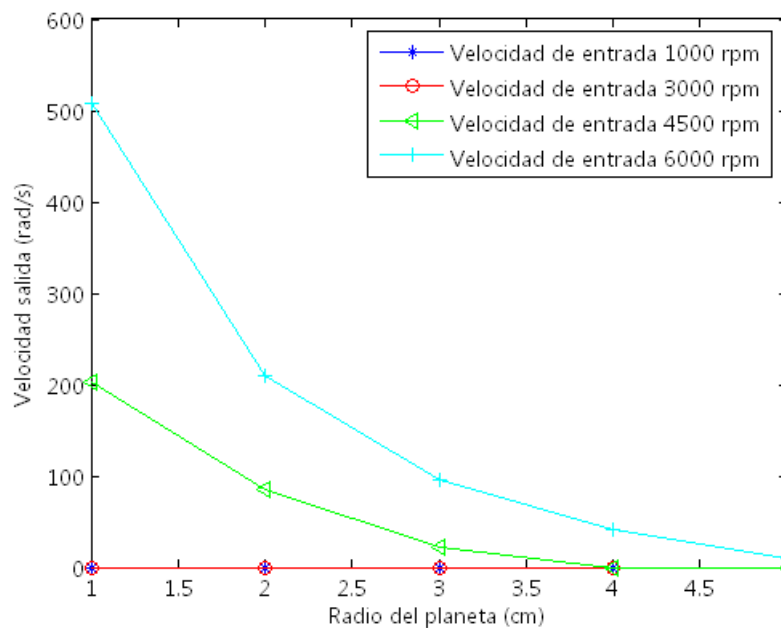


Figura 108. Velocidad media de salida frente a radio ficticio del planeta a par resistente de 200 N·m

Se observa en las gráficas anteriores (ver Figura 104 a Figura 108) que al reducir el radio ficticio del planeta, lo cual corresponde a disminuir la relación entre los radios de planeta y satélite, la velocidad angular media a la salida del sistema aumenta.

Para pares resistentes bajos, 20 y 50 $N\cdot m$, se alcanzan altas velocidades angulares de salida con relaciones de transmisión mayores que la unidad en los casos de relaciones entre los radios de planeta y satélite. En estos casos y para pares resistentes altos, 100, 150 y 200 $N\cdot m$, se alcanzan también velocidades angulares adecuadas.

La elección de la relación idónea entre los radios de planeta y satélite debe realizarse en función de las características de los reductores epicicloidales existentes en el mercado, ya que, en caso contrario, habría que fabricar un reductor epicicloidal al efecto. Además, el uso de reductores epicicloidales de fabricación industrial abarataría el coste de una supuesta fabricación en serie de sistemas de transmisión basados en el aquí expuesto. La consulta de diversos catálogos de reductores muestra la coincidencia que existe entre las relaciones entre los radios de planeta y satélite utilizadas por los distintos fabricantes de reductores epicicloidales.

Se elige, como ejemplo, una familia de reductores epicicloidales del fabricante *SOM* con referencia *PG251*, con un diámetro exterior de la corona de 250 mm , que se adecuaría a las condiciones de inercia establecidas adicionándose una determinada masa a la corona así como a las dimensiones requeridas para el sistema de transmisión. Se trata de una familia de reductores de una sola fase de reducción con la posibilidad de relaciones de reducción del epicicloidal i que se muestra en la Tabla 15.

i	3,77	4,12	5,15	6	7,25
-----	------	------	------	---	------

Tabla 15. Relaciones de reducción del epicicloidal *PG251* del fabricante *SOM*

Un valor adecuado de la relación de reducción del epicicloidal de los proporcionados por este fabricante sería $i=7,25$, que corresponde a un valor del radio ficticio del planeta de 1,6 cm y, por tanto, a una relación entre los radios de planeta y satélite de 1,6/4,2. En estas condiciones, el sistema de transmisión es capaz de alcanzar regímenes adecuados de funcionamiento y de transmitir una cantidad considerable de potencia. Muestra de ello se tiene en la Figura 109, donde se indica el régimen de salida del sistema para dicho radio del planeta para distintas velocidades angulares de entrada y para un par de salida de 50 $N\cdot m$.

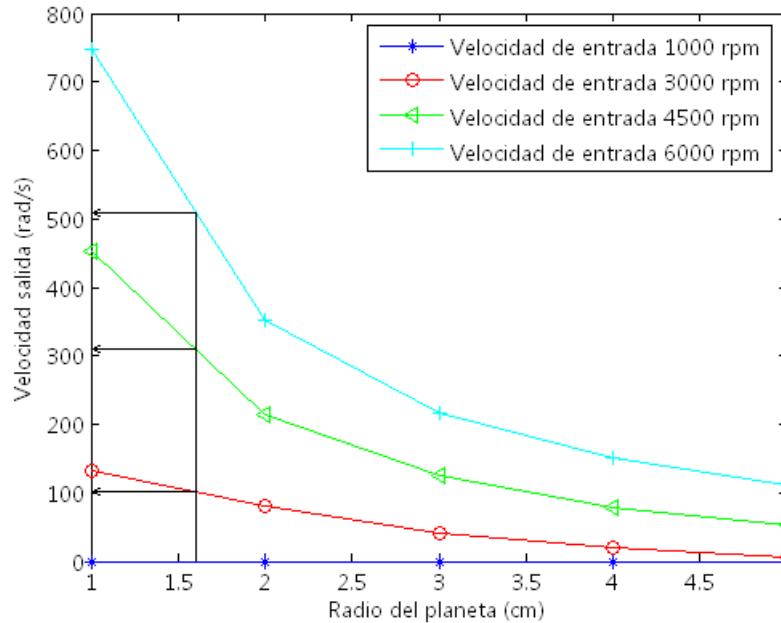


Figura 109. Respuesta para radio del planeta de 1,6 cm a par resistente de 100 N·m

Con la elección de la relación entre los radios del planeta y del satélite se mejora considerablemente la capacidad de transmitir potencia de la transmisión. De esta forma la potencia máxima transmitida obtenida en las simulaciones es de 79 kW para una velocidad de entrada de 6000 rpm y un par resistente de 200 N·m.

8.3.3 Relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6

Fijadas la inercia de la corona y la relación entre los radios del planeta y del satélite, se varía a continuación la amplitud de la señal de salida del mecanismo de accionamiento a través de la relación entre los piñones 4 y 6 (ver Figura 54). Como se expuso con anterioridad, la disminución de la relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6 implica un aumento de la velocidad angular media de salida y, por tanto, un aumento de la potencia transmitida por el sistema.

Se considera para ello un radio fijo del piñón 6 de 10 cm y, como el comportamiento frente al parámetro es conocido, solo se realizan simulaciones para valores del radio del piñón 4 de 2,5 cm, 5 cm y 7,5 cm. Las velocidades angulares de entrada que se utilizan en las simulaciones son de nuevo 1000, 3000, 4500 y 6000 rpm, mientras que solo se simula para valores de pares resistentes en el eje de salida altos, de 100 N·m y 200 N·m.

Los resultados obtenidos en las simulaciones se exponen en la Figura 110 y Figura 111, donde se muestra la velocidad angular media a la salida frente a la relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6 para las velocidades angulares de entrada simuladas, con pares resistentes en el eje de salida de 100 y 200 $N\cdot m$ respectivamente.

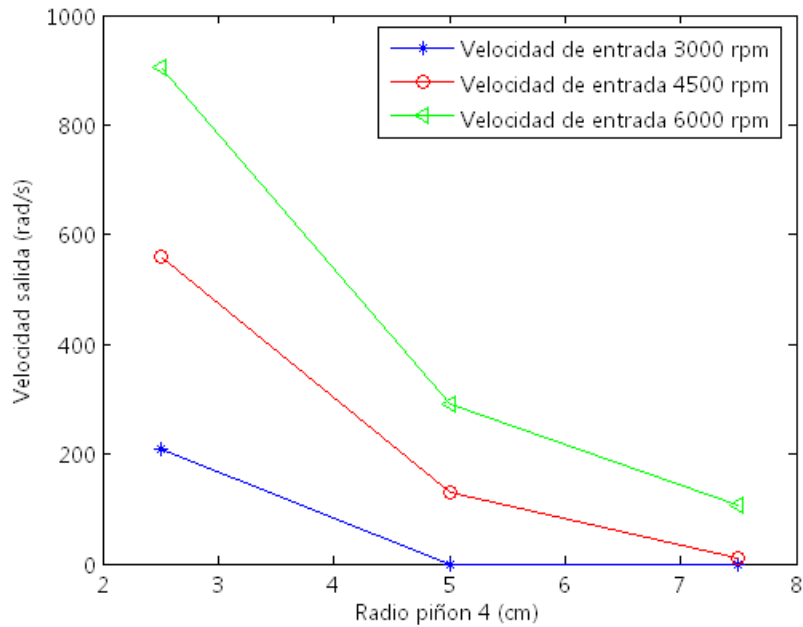


Figura 110. Velocidad media de salida frente a radio del piñón 4 a par resistente de 100 $N\cdot m$

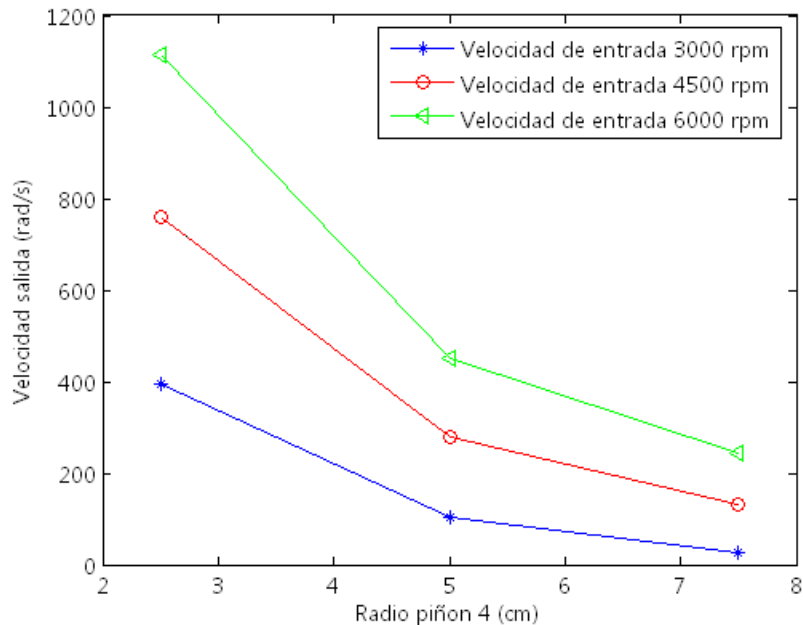


Figura 111. Velocidad media de salida frente a radio del piñón 4 a par resistente de 200 $N\cdot m$

Para radios del piñón 4 pequeños, se alcanzan valores muy altos de la velocidad de salida de la transmisión. Un valor de referencia adecuado sería que el sistema alcanzase una velocidad de salida de 600 rad/s a par resistente de $10 \text{ N}\cdot\text{m}$ y velocidad de entrada 6000 rpm , lo que implica un valor de la relación de transmisión en torno a la unidad para las condiciones de funcionamiento descritas. En base a este valor de referencia, se toma un tamaño del piñón 4 de 4 cm , lo que implica un valor de la relación entre los piñones 4 y 6 de $4/10$.

Para el valor fijado de radio del piñón 4, se observa en la Figura 112 que se obtiene un valor de la velocidad de salida superior a 600 rad/s . Las curvas de comportamiento se han aproximado en la Figura 112 mediante líneas rectas generadas a partir de solo tres puntos, con la justificación de que el comportamiento es conocido. Si se realiza una simulación para las condiciones de funcionamiento expuestas, se comprueba que la relación de transmisión se encuentra efectivamente en torno a la unidad.

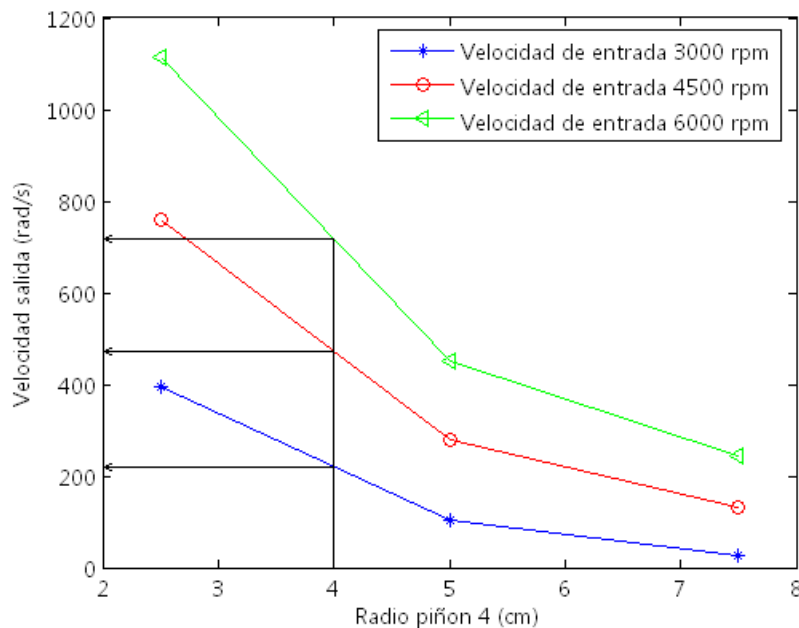


Figura 112. Velocidad media de salida para radio del piñón 4 de 4 cm a par resistente de $100 \text{ N}\cdot\text{m}$

Con la elección de la relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6 se mejora aun más la capacidad de transmitir potencia del sistema. La potencia máxima transmitida obtenida es de 147 kW para una velocidad de entrada de 6000 rpm y un par resistente de

200 $N\cdot m$. Esta potencia cumple los requerimientos de transmisión de potencia exigibles a un vehículo turismo de gama media.

8.3.4 Multiplicación o reducción a la salida

Fijados los valores de los parámetros anteriores, se modifica en este apartado la relación del engranaje de salida del sistema de transmisión. Se expuso en el estudio previo, el complejo comportamiento del sistema de transmisión respecto al parámetro de relación del engranaje en el eje de salida, ya que dicho comportamiento depende de la velocidad de entrada y par en el eje de salida a los que se encuentre sometida la transmisión.

Se realizan simulaciones variando la relación del engranaje de salida de la transmisión según los valores que se muestran en la Tabla 16. Las simulaciones se realizan para velocidades angulares de entrada de 1000, 3000, 4500 y 6000 rpm y pares resistentes en el eje de salida de 20, 50 y 100 $N\cdot m$.

$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{2}{1}$
---------------	---------------	---------------	---------------	---------------

Tabla 16. Relaciones en el engranaje de salida

Los resultados obtenidos en las simulaciones se exponen en la Figura 113 a Figura 116, donde se muestra la evolución de la velocidad angular con el par resistente para las relaciones en el engranaje de salida simuladas, a velocidades angulares en el eje de entrada de 1000, 3000, 4500 y 6000 rpm , respectivamente.

Como se ha expuesto, el comportamiento del sistema respecto a este parámetro es complejo, siendo la representación más adecuada para su interpretación la realizada en la Figura 113 a Figura 116. Sin embargo, con los resultados obtenidos de las simulaciones se han obtenido gráficas adicionales que se muestran en el apéndice D.

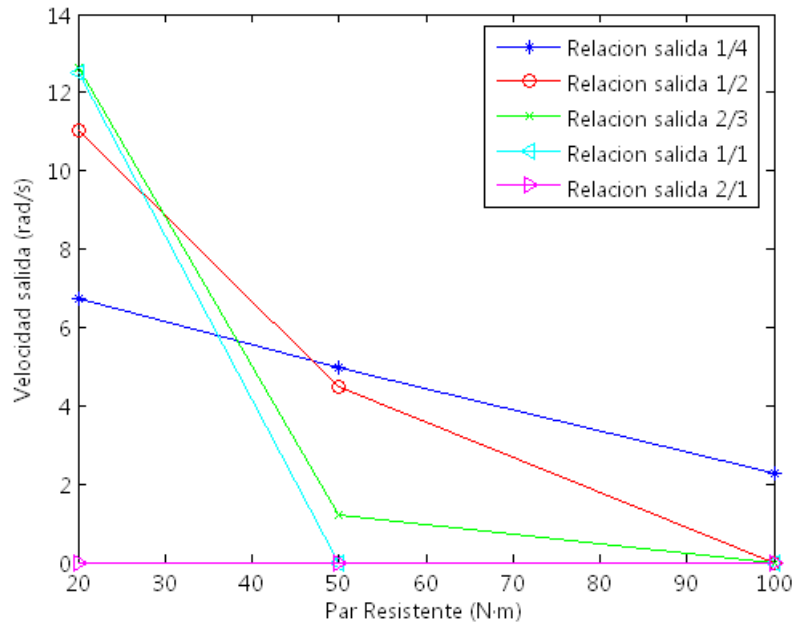


Figura 113. Velocidad media de salida respecto a par resistente para velocidad de entrada 1000 rpm

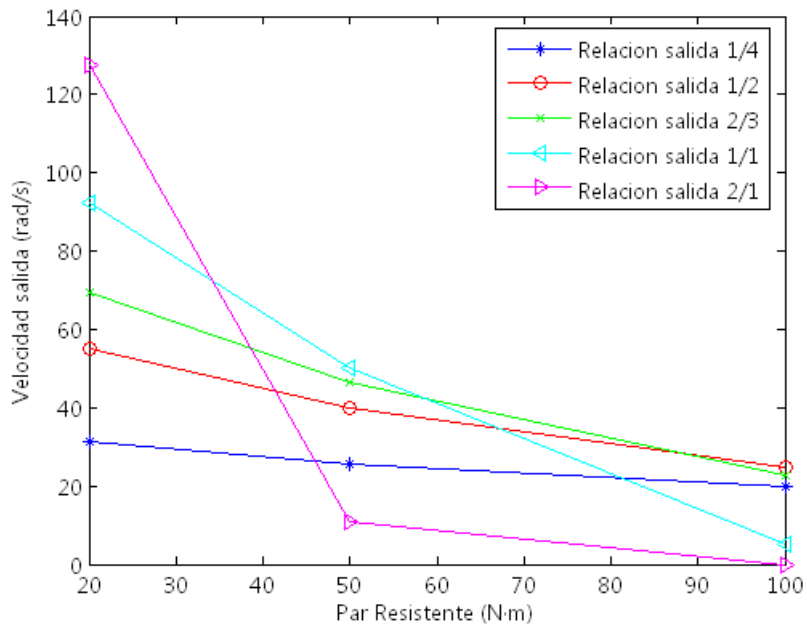


Figura 114. Velocidad media de salida respecto a par resistente para velocidad de entrada 3000 rpm

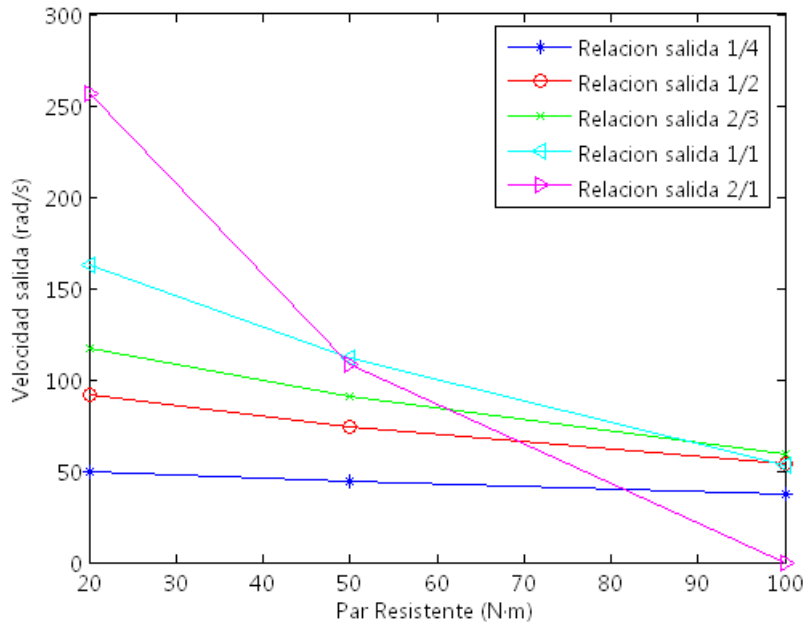


Figura 115. Velocidad media de salida respecto a par resistente para velocidad de entrada 4500 rpm

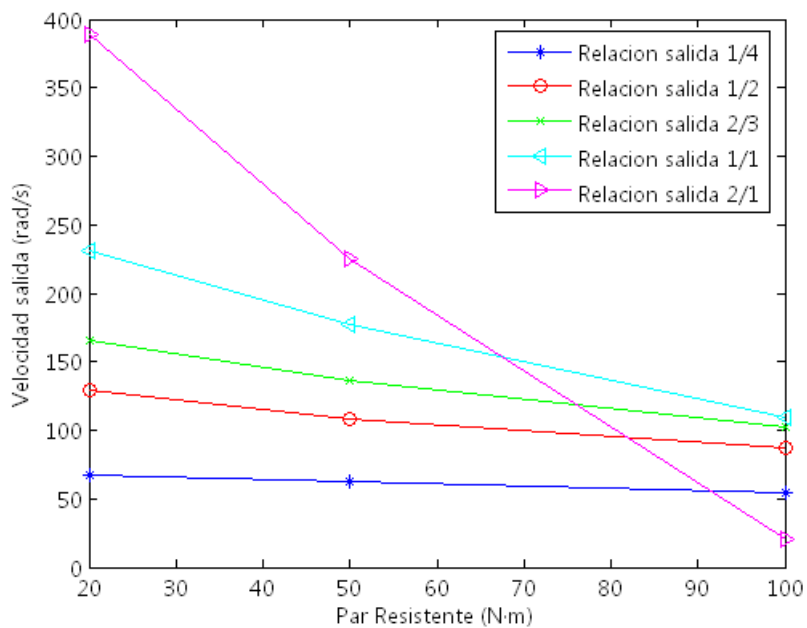


Figura 116. Velocidad media de salida respecto a par resistente para velocidad de entrada 6000 rpm

En la Figura 113 a Figura 116 se observa que, para pares resistentes bajos y medios y velocidades de entrada medias y altas, la mejor respuesta del sistema se obtiene con multiplicación en el eje de salida. Sin embargo, cuando se deben vencer pares resistentes altos, la mayor velocidad angular se alcanza con las relaciones en el engranaje de salida más bajas entre las que se han simulado.

Vistos los resultados desde la perspectiva de la velocidad de entrada, se tiene que para velocidades bajas en el accionamiento interesan reducciones en el eje de salida. A medida que aumenta la velocidad de salida, para pares moderados se tiene que la mejor respuesta se alcanza para relaciones altas de la relación en el engranaje de salida. Sin embargo, cuando los pares son altos, la relación más adecuada es la unitaria, es decir, sin reducción o multiplicación alguna.

No existe, por tanto, un comportamiento monótono que permita concluir cual debe ser la relación en el engranaje de salida de la transmisión. Se decide, consecuentemente, mantener la relación unidad en dicho engranaje, ya que permite obtener buenas respuestas para velocidades angulares altas y pares resistente moderados y altos.

A pesar de ello y para clarificar la dependencia de la respuesta del sistema con este parámetro, se realizan simulaciones para distintas relaciones del engranaje de salida a velocidad de entrada constante de 4500 *rpm* con par resistente real, esto es, que el par resistente depende de la velocidad angular y la aceleración angular en el eje de salida del sistema de transmisión.

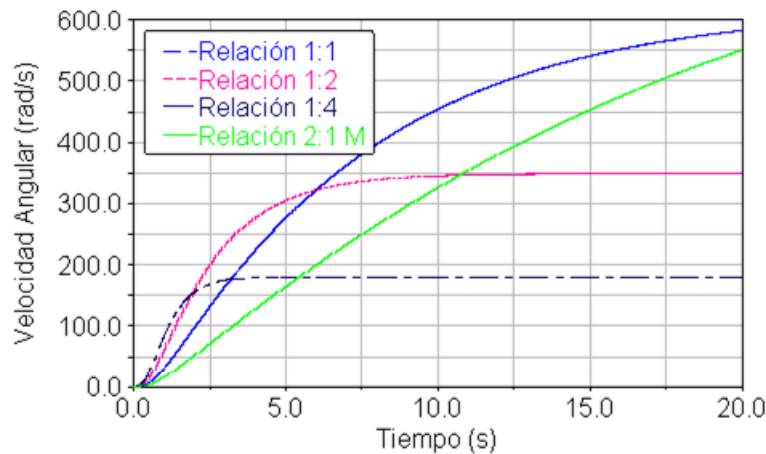


Figura 117. Respuesta frente al tiempo con par resistente real a velocidad de entrada 4500 *rpm*

En la Figura 117 se aprecia que con el valor de la relación en el engranaje de salida más bajo ensayado se alcanza la mayor aceleración para que, después, la velocidad angular de salida se estabilice a un determinado valor. A medida que aumenta la relación en el engranaje de salida, disminuye la aceleración, pero mejora la respuesta en régimen permanente. De esta forma, para valores de multiplicación en dicho engranaje de salida,

la aceleración que alcanza el sistema es baja, pero sin embargo mejora su capacidad de alcanzar altas velocidades angulares en el eje de salida.

8.3.5 Reducción en el mecanismo de accionamiento

Se expuso con anterioridad que se podía mejorar la respuesta del sistema modificando la reducción en el mecanismo de accionamiento, siempre que sea admisible el valor de indexaciones máximas de las ruedas libres a máximo régimen de giro del motor.

Fijados los valores de los parámetros y habiendo alcanzado la capacidad requerida de transmisión de potencia del sistema, se mantiene la relación inicial en el mecanismo de accionamiento, a fin de no comprometer la integridad de las ruedas libres.

8.4 Conclusiones

Se ha realizado, en este capítulo, un estudio paramétrico del sistema de transmisión, utilizando el modelo computacional realizado en *ADAMS View* expuesto en el capítulo anterior. En el estudio paramétrico, se ha estudiado la variación de la respuesta del sistema frente a distintos valores de los parámetros característicos, que modifican el comportamiento del sistema de transmisión.

El estudio paramétrico se ha realizado en dos fases. En la primera fase, se realizaron simulaciones para cada uno de los parámetros de estudio con valores fijos de las entradas del modelo, comprobándose la dependencia del sistema con cada uno de éstos parámetros. En la segunda fase del estudio, se modificaron los valores de los mismos para conseguir la respuesta requerida del sistema de transmisión frente a los pares resistentes para un vehículo turismo. Asimismo, se comprobó la capacidad del sistema para transmitir potencias suficientes en los rangos de funcionamiento adecuados para un vehículo y se fijaron los valores adecuados de cada uno de los parámetros de estudio.

El estudio paramétrico realizado, si bien tiene un carácter acotado, abre un campo de desarrollo en la optimización de los parámetros correspondientes a los elementos del sistema de transmisión, según sean las características que se le requieran al sistema o las condiciones de funcionamiento a las que se vea expuesto.

CAPÍTULO 9:

PRESTACIONES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

9.1 Introducción

Realizado el estudio paramétrico del sistema de transmisión al modelo computacional en *ADAMS View*, se estableció el valor de cada uno de los parámetros característicos que condicionan el comportamiento del sistema de transmisión, de forma que la respuesta de la transmisión es la adecuada en todo el rango de funcionamiento de velocidades angulares de entrada y de pares resistentes a la salida, correspondientes al diseño de la transmisión en un vehículo turismo.

En este capítulo se analizan las prestaciones del sistema de transmisión con los valores de los parámetros fijados. El par resistente aplicado al modelo es el real, obtenido de las ecuaciones de dinámica longitudinal para un vehículo turismo (ver apéndice A). De esta forma, dicho par resistente es variable en el tiempo, así como función de velocidad y aceleración en el eje de salida del sistema y de la configuración cinemática del sistema de transmisión. Por tanto, solo se varían en las simulaciones los parámetros de admisión y las revoluciones a las que gira el elemento de accionamiento.

9.2 Prestaciones requeridas al sistema de transmisión

Se realizan, en este apartado, una serie de simulaciones para comprobar que el sistema de transmisión es capaz de proporcionar las prestaciones que se requieren en un vehículo de tipo turismo. Para ello, se analizan características como el par que genera el

sistema al ralentí, la máxima capacidad de aceleración de 0 a 100 *km/h*, la velocidad máxima que alcanza el vehículo y la pendiente máxima que se puede afrontar.

9.2.1 Par generado en ralentí

La velocidad de giro de un motor de combustión interna de un turismo en ralentí está en torno a las 1000 *rpm*. De esta forma la velocidad angular de entrada se fija en dicho valor (ver Figura 118), evolucionando rápidamente desde un valor nulo hasta dicha velocidad de giro constante para evitar problemas en la simulación. Nótese que la velocidad no es completamente constante, sino que tiene pequeñas oscilaciones respecto a la velocidad fijada, pues como ya se expuso, las oscilaciones del elemento inercial del sistema de transmisión influyen sobre el elemento de accionamiento, que en este caso simula un motor de combustión interna.

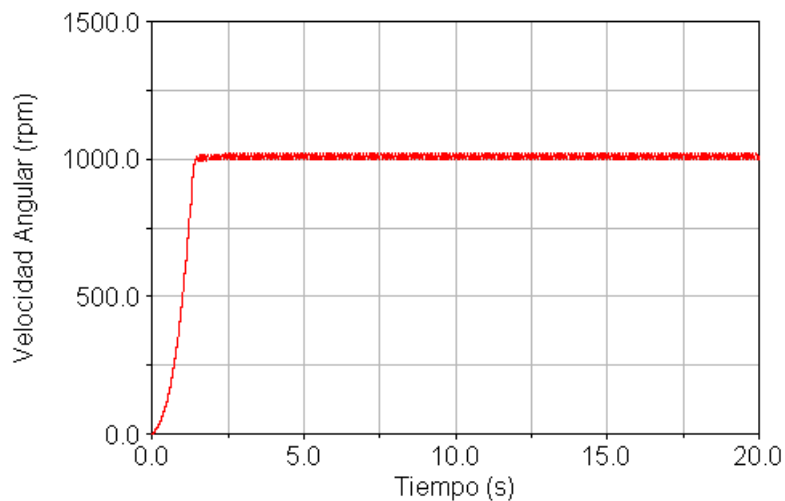


Figura 118. Velocidad de entrada al ralentí de 1000 *rpm*

En estas condiciones el eje de salida del sistema de transmisión comienza a moverse. Se comprobó esta situación en el ensayo del prototipo de transmisión, ya que dicho prototipo carecía de un mecanismo de control de la amplitud del subsistema de accionamiento necesario en la entrada de una transmisión continuamente variable. Para paliar dicha situación debería existir un sistema automático de frenado o bien, que el mecanismo de control de la amplitud de la manivela que se sitúe a la entrada del sistema de transmisión permita que la amplitud de la manivela pueda ser cero.

Para obtener el par generado en el eje de salida en ralentí se bloquea el eje de salida del sistema de transmisión. En la Figura 119 se muestra la evolución del par frente al tiempo para la simulación realizada. La simulación está realizada para amplitud máxima de la manivela, lo que no es lo usual en caso de estar el motor al ralentí. En caso de que el mecanismo de control no permita que la amplitud de la manivela sea cero, se deberá ejercer un par de frenado mayor que el par medio que se genera al ralentí.

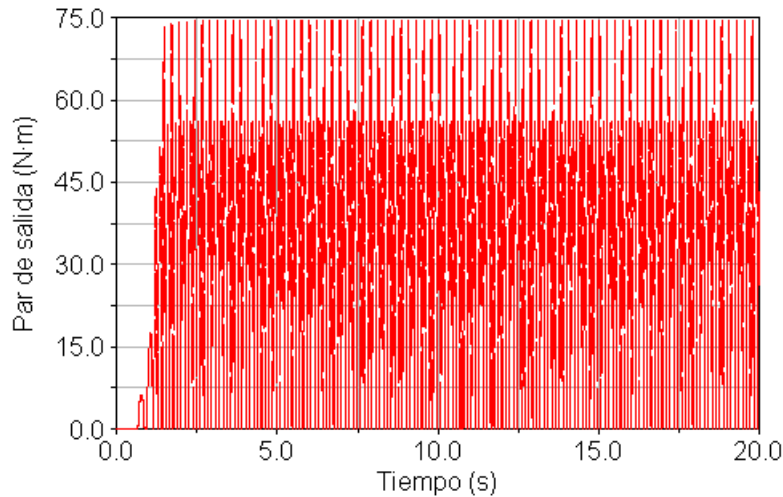


Figura 119. Evolución del par de salida al ralentí

Por otro lado, en la Figura 119 se observa que la evolución del par en el eje de la transmisión es de carácter oscilante. Dicha evolución se ha justificado en distintas ocasiones en este documento y tiene su origen en el carácter oscilante del sistema de transmisión inercial.

9.2.2 Aceleración de 0 a 100 km/h

La aceleración máxima desde 0 a 100 km/h es una característica muy importante en el diseño del sistema de transmisión de un vehículo. Para un vehículo de tipo turismo, una aceleración de referencia sería la que permite al vehículo pasar 0 a 100 km/h en un tiempo inferior a 10 segundos.

La simulación se realiza para una aceleración máxima en el eje de entrada y para un radio fijo de la manivela del sistema de accionamiento. Un control adaptativo del radio de dicha manivela en el proceso de aceleración del sistema de transmisión provocaría

una mejora de la respuesta del sistema. Por lo tanto, el tiempo de aceleración obtenido en una simulación con un radio de la manivela fijo, supuesto este radio como el valor máximo de diseño, sería mayor que el de aceleración con control adaptativo del radio de la manivela.

La evolución de la velocidad del eje de entrada frente al tiempo se muestra en la Figura 120. Dicha velocidad evoluciona desde un valor nulo hasta la velocidad de ralentí, para evitar problemas en el inicio de la simulación. A partir de un tiempo de 5 segundos aproximadamente, se inicia el proceso de aceleración máxima. Para ello, se acelera el modelo de motor de combustión interna del eje de entrada a máxima admisión y siguiendo la curva de máxima potencia.

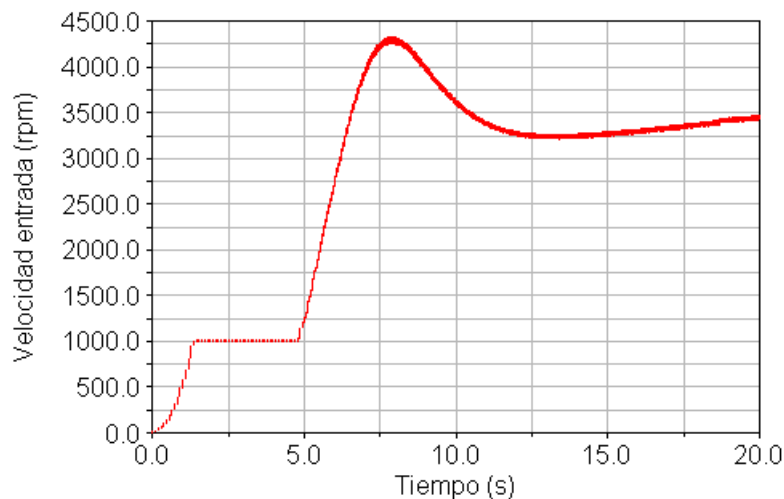


Figura 120. Velocidad del eje entrada para aceleración máxima de 0 a 100 km/h

En estas condiciones el comportamiento del eje de entrada es el característico del sistema de transmisión desarrollado. La velocidad de dicho eje de entrada aumenta rápidamente acelerando la corona del mecanismo inercial y el eje de salida. Una vez que la corona está acelerada, disminuye la velocidad del eje de entrada hasta estabilizarse en torno a un valor, aumentando poco a poco a partir de ese momento. A partir del momento en que la corona está acelerada, ésta actúa como un mecanismo de regulación de par, optimizándose el flujo de potencia cedida del eje de entrada al eje de salida de la transmisión, en forma de par y velocidad angular dependientes de la evolución del par resistente que se ejerce en el eje de salida.

La evolución de la velocidad del vehículo frente al tiempo se muestra en la Figura 121. Se aprecia como el vehículo va aumentando la velocidad hasta superar los 100 *km/h* antes de los 15 segundos, lo que implica que el proceso de aceleración de 0 a 100 *km/h* se produce en menos de 10 segundos.

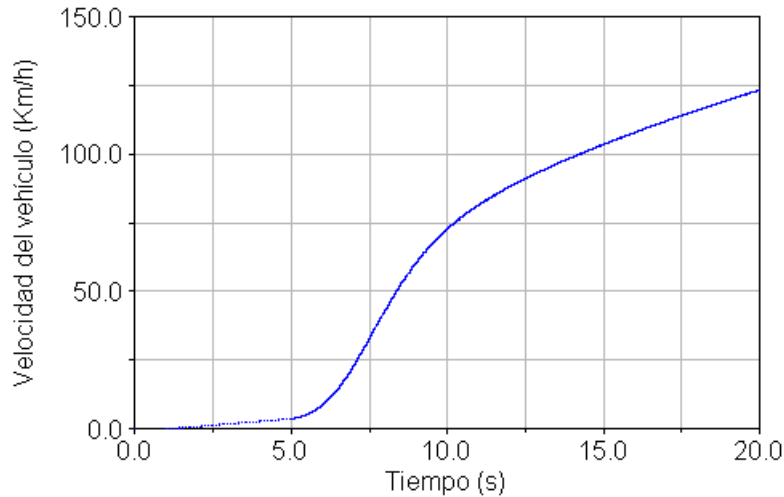


Figura 121. Evolución de la velocidad del vehículo para aceleración máxima de 0 a 100 *km/h*

Como se aprecia en la Figura 121, el vehículo comienza a moverse a baja velocidad, con el motor al ralentí. La existencia de este fenómeno se expuso con anterioridad. No se introduce en el modelo computacional un sistema de frenado que elimine dicho giro en ralentí en el eje de salida para no complicar el proceso de simulación.

9.2.3 Velocidad máxima alcanzable

La velocidad máxima alcanzable es otro factor decisivo en el diseño del sistema de transmisión de un vehículo. Si bien en la actualidad conseguir altas velocidades no es un factor prioritario, un vehículo turismo debe poder tener un rango suficiente de velocidades máximas alcanzables. Un valor de referencia podría estar en torno a los 200 *km/h* de velocidad máxima del vehículo a máximo régimen del motor.

En el estudio paramétrico realizado se constató que la velocidad y la aceleración de salida del sistema de transmisión dependían de la relación en el engranaje de salida. Variando las relaciones de reducción o multiplicación dentro de un determinado rango en dicho engranaje se podía conseguir aumentar la velocidad de salida máxima de la

transmisión a costa de que disminuyese la aceleración de la misma. Sin embargo se decidió que la relación del engranaje de salida se mantendría finalmente en el valor unidad. Una vez que se ha demostrado, en el apartado anterior, que el sistema acelera de manera adecuada, falta comprobar que se alcanzan velocidades de salida del orden de los valores de referencia establecidos.

La evolución de la velocidad angular del eje de entrada frente al tiempo se muestra en la Figura 122. De igual forma que en el apartado anterior, la velocidad evoluciona desde un valor nulo hasta la velocidad de ralentí, para, a partir de un tiempo de unos 5 segundos, acelerar el modelo de motor de combustión del eje de entrada a máxima admisión y siguiendo la curva de máxima potencia.

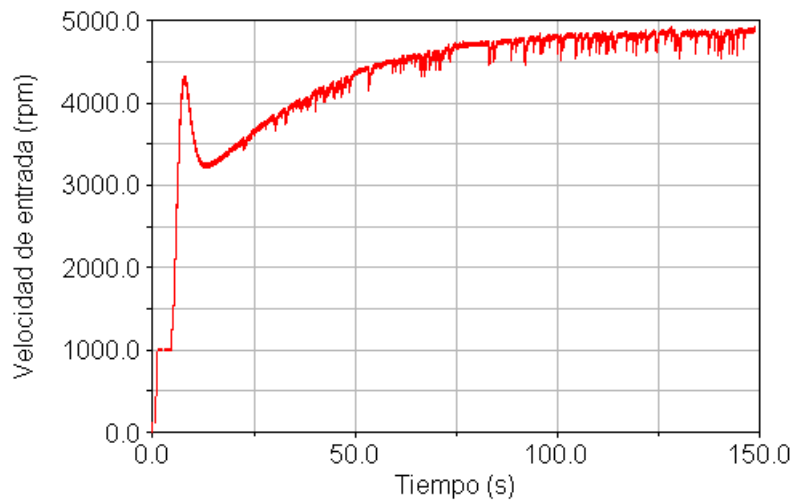


Figura 122. Velocidad angular del eje entrada frente al tiempo a máximo régimen

Se realiza una simulación de 150 segundos para que la velocidad de entrada quede estabilizada en condiciones de equilibrio del motor con las solicitaciones en el eje de salida. Se observa en la Figura 122 que la velocidad angular del motor se estabiliza en torno a las 4800 rpm, aunque la señal tiene un elevado rizado. Dicho rizado se debe a errores de simulación, apareciendo estos errores a partir de unos 20 segundos de simulación debido al alto costo computacional realizado.

La evolución de la velocidad del vehículo frente al tiempo se muestra en la Figura 123. Se aprecia como el vehículo, aumentando la velocidad, pasa por una velocidad de 150 km/h en torno a los 25 segundos, hasta alcanzar los 200 km/h en un tiempo de

aproximadamente 50 segundos. A partir de este punto, la velocidad sigue aumentando hasta estabilizarse en torno a los 220 *km/h*. Por lo tanto, el vehículo alcanzaría una velocidad máxima que supera el valor de referencia de 200 *km/h* fijado *a priori*.

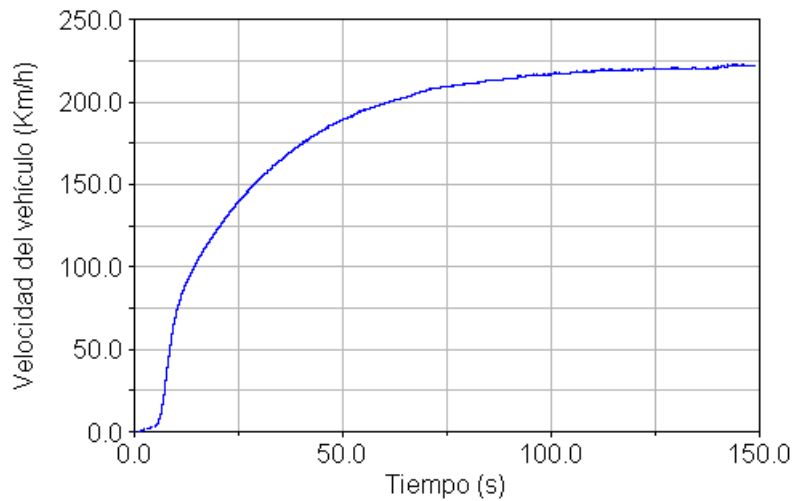


Figura 123. Velocidad máxima alcanzada por el vehículo

Se muestra, para esta simulación realizada en condiciones de máxima potencia del motor, el par que soportan las ruedas libres. El par que se muestra en la Figura 124 sería el máximo par de uso que tendrían que soportar estos elementos del sistema.

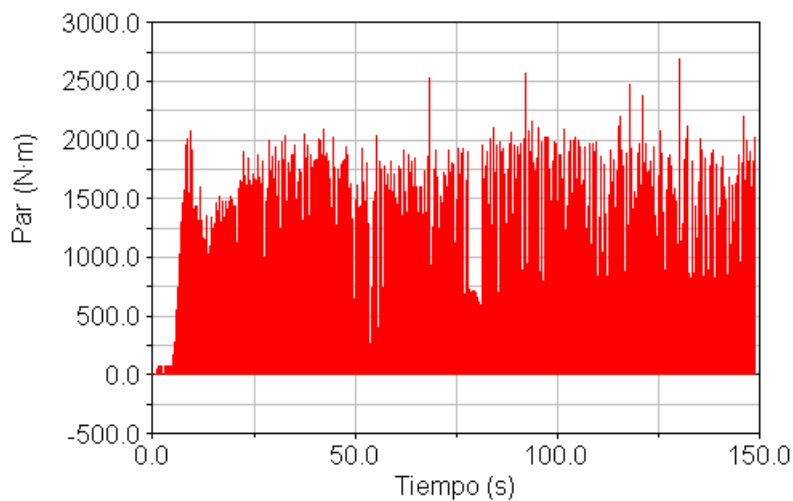


Figura 124. Máximo par soportado por las ruedas libres

Se observa en la Figura 124 que el máximo par que soportan las ruedas libres estaría en torno a los 2100 *N·m*. Existen valores de par en la gráfica anterior que sobrepasan dicho

valor, pero se deben a los errores en la simulación antes citados. En cualquier caso, para el diseño de las ruedas libres habría que tener en cuenta tanto el valor de pico como el valor de par medio que soportan aquellas.

9.2.4 Pendiente máxima superable

Entre las prestaciones exigibles al sistema de transmisión de un vehículo se encuentra también la máxima pendiente que dicho vehículo es capaz de superar.

Se aumenta progresivamente la pendiente de la carretera, realizándose simulaciones para valores de 25, 35, 50 y 60% de desnivel del terreno. Es prácticamente imposible encontrar pendientes asfaltadas con un 60% de desnivel, ya que las máximas pendientes se encuentran generalmente en las salidas de garajes subterráneos siendo las pendientes, incluso en estos casos, inferiores a estos valores.

Se supera de forma holgada toda la serie de pendientes simuladas. Se muestra en la Figura 125 los resultados de la simulación correspondiente a una pendiente del 60% de desnivel del terreno. La simulación se realiza a máximo nivel de admisión. Se observa la misma evolución de la velocidad angular en el eje de entrada de la transmisión que en simulaciones anteriores, aumentando progresivamente hasta un valor de pico de casi 6000 *rpm* en el proceso de aceleración y estabilizándose después en un valor en torno a las 4000 *rpm*. En estas condiciones la velocidad del vehículo se estabilizaría en torno a las 1200 *rpm*, lo cual corresponde a una velocidad del vehículo de unos 40 *km/h*.

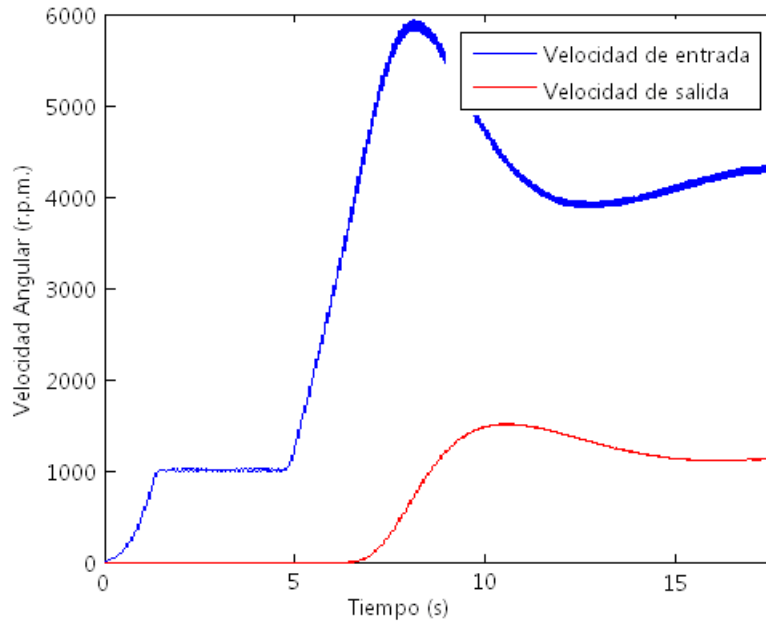


Figura 125. Respuesta de la transmisión a régimen máximo para pendiente del 60%

De esta forma se concluye que un vehículo que utilice este sistema de transmisión puede afrontar grandes pendientes. Además, esta simulación se ha realizado, como en los casos anteriores, para amplitud fija de la manivela del mecanismo de accionamiento, supuesta esta amplitud la máxima de diseño. La respuesta ante pendientes elevadas podría también mejorarse mediante un control adaptativo de la amplitud de la manivela.

9.3 Otras simulaciones del sistema de transmisión

Una vez comprobado que el sistema de transmisión proporciona las prestaciones que le son requeridas, se realizan, en este apartado, otras simulaciones que permiten cualificar la respuesta del sistema ante ciertas sollicitaciones a las que se suele someter a un vehículo. Se analizan características tales como la respuesta ante distintos valores de la pendiente, la respuesta frente a variaciones de la admisión del motor, cambios de velocidad del vehículo y cambios de la pendiente de la carretera. Por último, se analiza el máximo par que genera el sistema de transmisión.

9.3.1 Respuesta frente a distintas pendientes de la carretera

En este apartado se realizan simulaciones en las que se afrontan pendientes con desniveles del 0, 5, 15 y 25 %, obteniéndose la evolución de las condiciones de entrada y de la respuesta del eje de salida del sistema de transmisión.

La evolución de la velocidad en el eje de entrada del sistema frente al tiempo para los distintos valores de pendiente de la carretera simulados se muestra en la Figura 126. El motor se acelera en estas simulaciones a máximo nivel de admisión. Se observa que el comienzo del proceso de aceleración del motor es similar para las distintas simulaciones, aunque el pico de velocidad es mayor cuanto más alta es la pendiente de la carretera. Esto es debido al mayor par resistente para pendientes más altas. En estas condiciones, el motor aumenta más su velocidad para conseguir transmitir a la corona una aceleración mayor, que permita a la corona emplear las fuerzas inerciales oscilantes que genera para vencer el par resistente en el eje de salida.

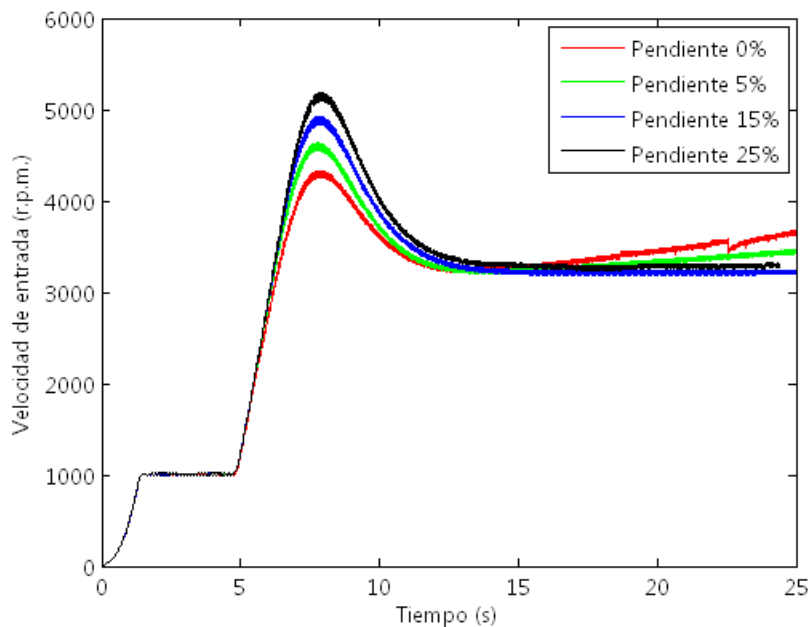


Figura 126. Velocidad del motor a régimen máximo para distintas pendientes

Se muestra en la Figura 127 la evolución de la respuesta del sistema de transmisión frente al tiempo para los distintos valores de pendiente de la carretera simulados. La respuesta del sistema es similar para los casos simulados, estabilizándose la velocidad

del vehículo para las pendientes mayores y prosiguiendo el proceso de aceleración para pendientes bajas o nulas.

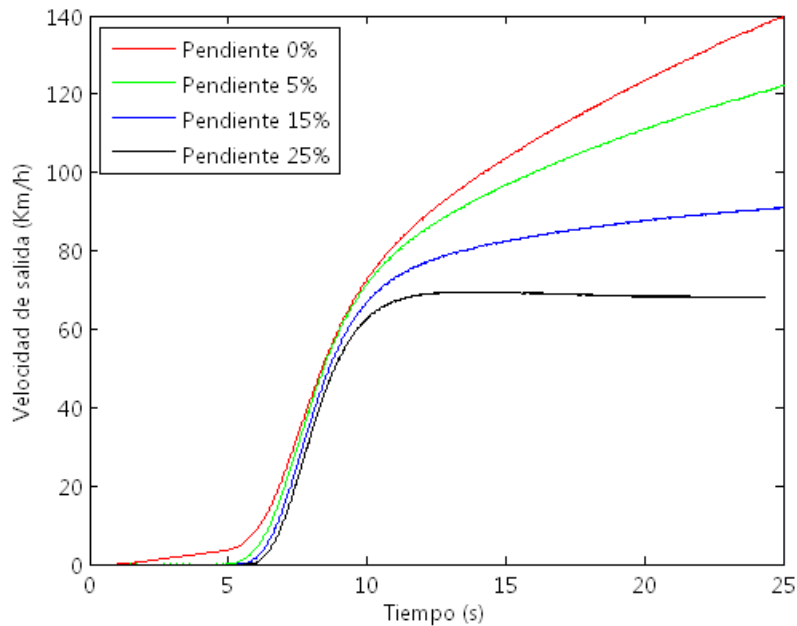


Figura 127. Velocidad del motor a régimen máximo para distintas pendientes

En la actualidad no es habitual encontrar carreteras con desniveles mayores al 15 %. Se observa en la Figura 127 como el vehículo se comporta de manera eficiente alcanzando una velocidad cercana a 100 *km/h* para una pendiente del 15 %. De esta forma, se comprueba que el sistema de transmisión afronta pendientes de la carretera de forma muy eficiente.

9.3.2 Variación de la admisión del motor

En este apartado se analiza la respuesta del sistema de transmisión para distintos niveles de admisión del motor. Se realizan simulaciones para niveles de admisión del 25, 50, 75 y 100 % con el vehículo en llano.

Se muestra en la Figura 128 la evolución de la velocidad angular del motor frente al tiempo para los distintos valores de admisión del motor. Como era obvio, el motor se acelera más cuanto mayor es su nivel de admisión. Una vez superado el pico que corresponde al proceso de aceleración de la corona del mecanismo inercial, la velocidad sufre un proceso de amortiguamiento, disminuyendo hasta un determinado valor, según

sea el nivel de admisión. A partir de este momento, para cada caso, se tiene la evolución de la velocidad angular del motor mostrada en la Figura 128.

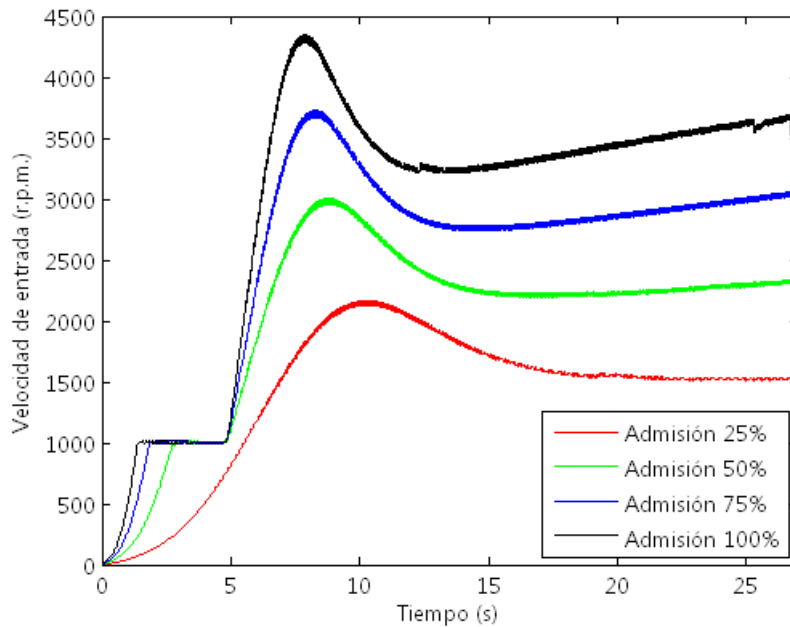


Figura 128. Velocidad del motor para distintos niveles de admisión

La evolución de la respuesta del sistema de transmisión frente al tiempo se recoge en la Figura 129, donde se muestra la evolución de la velocidad del vehículo para los distintos niveles de admisión del motor simulados. Al disminuir el nivel de admisión del motor, el vehículo disminuye su aceleración y la velocidad a la que se estabiliza es también menor. Sin embargo, cabe destacar que el vehículo responde de manera adecuada a regímenes parciales de admisión como el 50 % y el 75 %.

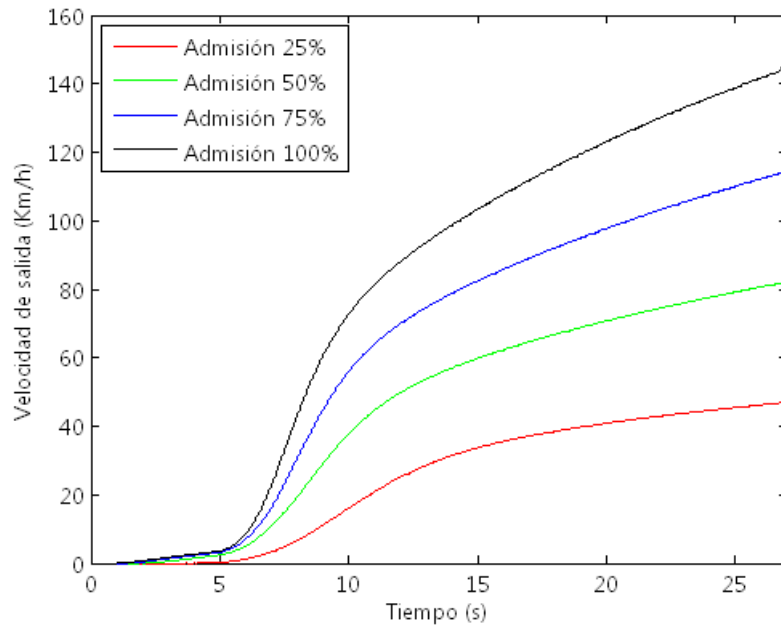


Figura 129. Respuesta del vehículo para distintos niveles de admisión

9.3.3 Variación de la velocidad del vehículo

Resulta también de interés el comportamiento del sistema de transmisión ante cambios en la velocidad del vehículo, como sucede por ejemplo en la aceleración que precede a un adelantamiento. Se realizan dos simulaciones que podrían modelar una situación de adelantamiento. La primera de ellas, consiste en una aceleración del vehículo de 50 a 100 *km/h* y, la segunda, en una aceleración del vehículo de 90 a 120 *km/h*.

9.3.3.1 Aceleración del vehículo de 50 a 100 *km/h*

Para realizar esta simulación, se estabiliza la velocidad del vehículo a 50 *km/h*, para después acelerar a máxima admisión del motor. La evolución de la velocidad del vehículo frente al tiempo en este proceso de aceleración se muestra en la Figura 130.

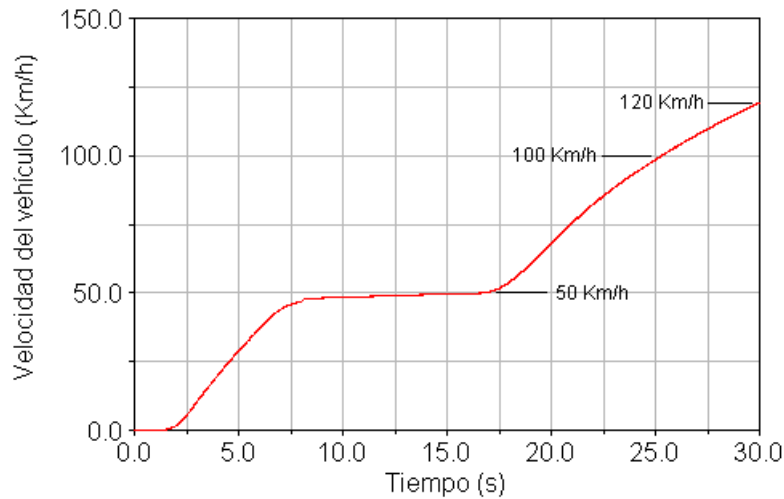


Figura 130. Aceleración del vehículo de 50 a 100 km/h

Se observa en la Figura 130 que el proceso de aceleración de 50 a 100 *km/h* transcurre en un tiempo de, aproximadamente, 8 segundos. Se trata de un valor aceptable, que se encuentra dentro de los valores normales de aceleración de los sistemas de transmisión de vehículos de tipo turismo comerciales. Repercute, sin embargo, negativamente en este proceso de aceleración el hecho de que la respuesta de la transmisión no se produce de manera directa, transmitiéndose la potencia del motor a la salida, sino que existe un retardo debido al proceso previo de aceleración de la corona del mecanismo inercial.

9.3.3.2 Aceleración del vehículo de 90 a 120 *km/h*

En este caso de simulación se estabiliza el vehículo a 90 *km/h* para después acelerar a máxima admisión del motor hasta los 120 *km/h*. La evolución de la velocidad del vehículo frente al tiempo en este proceso de aceleración se muestra en la Figura 131.

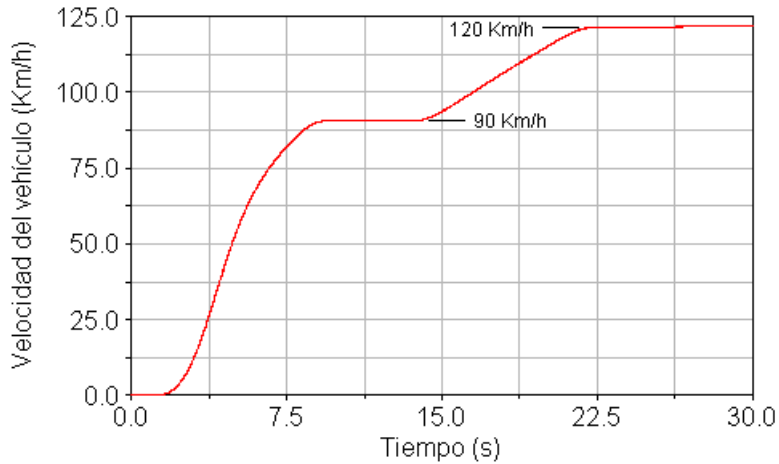


Figura 131. Aceleración del vehículo de 90 a 120 km/h

El proceso de aceleración de 90 a 120 *km/h* sucede en un tiempo menor a 7 segundos. También, en esta ocasión, se trata de un tiempo aceptable, a pesar del retardo antes citado, debido al proceso de aceleración de la corona del mecanismo inercial.

9.3.4 Cambio de pendiente de la carretera

En este apartado, se analiza la respuesta del sistema de transmisión ante un cambio de pendiente de la carretera, manteniéndose constante el régimen del motor. Para ello, se acelera el vehículo hasta que circule a una velocidad de 100 *km/h*, manteniendo fija a partir de ese instante la admisión del motor. A los 15 segundos se introduce en el par resistente una pendiente de la carretera del 10 %. La evolución de la respuesta del vehículo en esta simulación se muestra en la Figura 132.

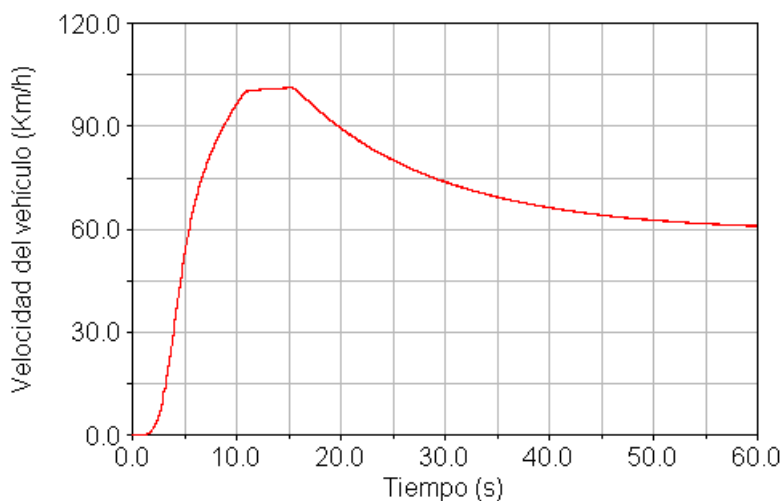


Figura 132. Respuesta del vehículo ante un cambio de pendiente de la carretera

Se observa que, manteniendo constante el régimen del motor al afrontar el vehículo una variación de la pendiente, el sistema de transmisión se ajusta a las nuevas condiciones de par resistente, reduciendo la velocidad del vehículo de 100 a 60 *km/h*. Se produce un efecto ya contrastado en los ensayos del prototipo: al mantener el régimen de entrada de la transmisión y aumentar el par resistente a la salida, el sistema se reequilibra frente a las nuevas condiciones externas impuestas disminuyendo la velocidad angular en el eje de salida, disminuyendo, por tanto, la velocidad del vehículo en la simulación.

9.3.5 Máximo par generado por el sistema de transmisión

Por último, se analiza en este apartado el par máximo que puede generar el sistema de transmisión. El conocimiento de este par máximo es importante, tanto para conocer el rendimiento que es capaz de proporcionar el sistema como para tener una cota para el dimensionamiento de las ruedas libres del sistema de rectificación de movimientos.

Para obtener el par máximo generado se hace girar el motor a máximo nivel de admisión y máximo régimen de giro de 6000 *rpm* y se bloquea el eje de salida. El par generado en estas condiciones se muestra en la Figura 133. Este par sería el máximo par que es capaz de generar el sistema de transmisión.

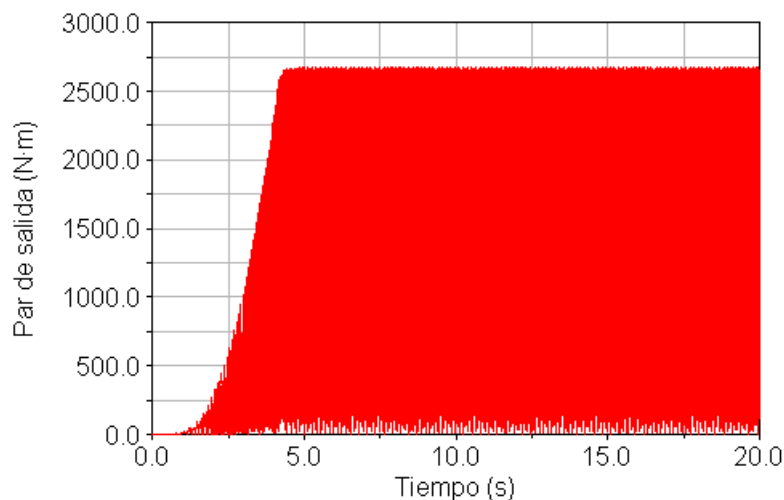


Figura 133. Par máximo generado por el sistema de transmisión

Se observa que el par máximo que es capaz de generar el sistema de transmisión es del orden de los 2700 *N·m*. Se trata de una cota para el par meramente analítica, ya que no

atiende a aspectos de diseño, como podrían ser resistencia de los elementos mecánicos y materiales empleados o las características dimensionales del sistema de transmisión. Como se ha mostrado en los resultados de las distintas simulaciones realizadas, el par generado por el sistema es suficiente para afrontar todas las condiciones externas que se pueden dar durante la circulación de un vehículo turismo.

Habrá que tener en cuenta por último que, al haberse fijado una relación unidad para el engranaje de salida del sistema, este par máximo obtenido será el par de diseño que tendrán que soportar las ruedas libres del mecanismo de rectificación de movimientos del sistema de transmisión.

9.4 Conclusiones

Se han analizado en este capítulo las prestaciones del sistema de transmisión con los valores de los parámetros fijados con anterioridad. Se ha realizado dicho análisis utilizando el par resistente real obtenido de las ecuaciones de dinámica longitudinal para un vehículo turismo y la modelización de un motor de combustión interna para accionar el eje de entrada del sistema de transmisión.

Se ha comprobado que el sistema responde de forma adecuada a todos los requerimientos exigibles al sistema de transmisión de un vehículo turismo. La transmisión cumple, de esta forma, los requerimientos realizados en cuanto a aceleración, velocidad máxima y pendiente de la carretera que puede afrontar.

Se realizan, a su vez, una serie de simulaciones alternativas que permiten constatar aun más el funcionamiento adecuado del sistema. Entre ellas se obtuvo la respuesta frente a distintas pendientes de la carretera o la capacidad de aceleración en marcha del vehículo. Se caracterizó, por último, un parámetro muy importante de diseño, como es el par máximo generado por el sistema de transmisión.

CAPÍTULO 10:

CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

10.1 Conclusiones

Esta tesis doctoral se enmarca dentro del proyecto de desarrollo de una transmisión inercial continuamente variable para automoción. Se trata de la primera transmisión de este tipo desarrollada por el grupo de investigación.

Previo al periodo de investigación que comprende esta tesis doctoral se realizó, dentro del grupo de investigación, un profundo análisis del sistema de transmisión, se calculó y diseñó un modelo basado en los principios de funcionamiento de este tipo de transmisiones, y se construyó un prototipo de potencia limitada.

Ya en el periodo que comprende esta tesis, en una primera fase de investigación, se montó el prototipo en un banco de ensayos, realizando todo el desarrollo de montaje e implantación del sistema de adquisición de datos. Se propuso una metodología y una secuencia de ensayos que permitiese realizar los experimentos dentro del mayor rango posible dentro de las posibilidades del prototipo. Se realizaron las series de ensayo y se procesaron los resultados obtenidos. A continuación, se pasó a una fase de interpretación de los resultados obtenidos, lo que permitió caracterizar de un modo cuantitativo el prototipo y de una manera cualitativa el sistema de transmisión desarrollado.

Los resultados obtenidos en esta primera fase de la investigación se pueden calificar de muy satisfactorios. Se comprueba con el ensayo del prototipo que una transmisión de estas características funciona de la forma esperada, contrastándose los resultados obtenidos previamente del análisis computacional. Además, se demuestra que el funcionamiento del prototipo se produce de forma eficiente, con rendimientos que superan el 70% y que permiten predecir rendimientos mayores. Este hecho es crucial, ya que a priori es imposible obtener el rendimiento global del sistema a través del análisis computacional, en el que se tiene un modelo mecánico ideal, esto es, sin pérdidas y de rendimiento unidad.

En cuanto a los problemas encontrados en la fase de ensayo cabe mencionar que el prototipo transmite muchas vibraciones a la bancada. La existencia de dichas vibraciones fue uno de los factores que provocó la decisión de no ensayar el prototipo a regímenes de funcionamiento más altos. Otra característica del prototipo que se mejoraría con los desarrollos posteriores es su capacidad de transmitir potencia, ya que el prototipo construido está diseñado para una potencia máxima de en torno a $7,5 \text{ kW}$.

En una segunda fase de investigación, se realizó un estudio computacional del sistema de transmisión modificado, con el objetivo de clarificar las posibilidades reales de aplicar el sistema de transmisión a un vehículo turismo de características comerciales. Se realizó un modelo computacional del nuevo diseño del sistema de transmisión, sobre el cual se realizó un profundo estudio paramétrico del sistema frente a todas las variables puestas en juego. Una vez obtenidos los valores apropiados para cada uno de los parámetros analizados, se sometió el modelo computacional a solicitaciones reales para un vehículo de tipo turismo.

Los resultados obtenidos en esta segunda fase de la investigación permitieron comprobar que el sistema cumplía con los requerimientos exigibles a los sistemas de transmisión de vehículos de tipo turismo comerciales. En las postrimerías de esta tesis doctoral se comenzó el diseño y el cálculo de la transmisión desarrollada, para una futura construcción de un prototipo optimizado que tenga las características indicadas para poder servir de transmisión para un vehículo turismo.

No se debe olvidar que, durante todo el tiempo que transcurre desde el inicio de esta investigación, un factor muy importante radica en el conocimiento, mediante su estudio de las distintas transmisiones inerciales desarrolladas a lo largo de los años, que guardan características similares con el sistema de transmisión aquí desarrollado. Fruto de estos estudios lo conforman las descripciones de estas transmisiones que se realizan en el documento de esta tesis doctoral.

10.2 Desarrollos futuros

Los desarrollos futuros dentro de la línea de investigación en la cual se encuentra incluida esta tesis doctoral transcurren por distintos caminos. Una posible enumeración de las líneas de investigación que proceden de la aquí desarrollada o transcurren paralelamente a ella sería la siguiente:

- Diseño, cálculo y fabricación de un nuevo prototipo del sistema de transmisión con los principios expuestos en este documento.
- Ensayo del nuevo prototipo del sistema de transmisión en un banco de ensayos dotado de un motor de combustión interna, dado el carácter inercial del sistema. De esta forma, se podrían contrastar los resultados con los presentados en este documento correspondientes a simulaciones con modelos de motores de combustión interna.
- Aplicación de sistemas de transmisión inerciales del tipo del aquí desarrollado a nuevos sistemas de transmisión, como pueden ser los sistemas híbridos.
- Diseño de un nuevo mecanismo de rectificación de movimientos que optimice la rectificación de la velocidad angular de salida y minimice los requerimientos de las ruedas libres.
- Aplicación del sistema de transmisión aquí desarrollado a otro tipo de vehículos distintos de los turismos, como pueden ser los vehículos agrícolas o los vehículos industriales, ya que en estos casos las menores velocidades que alcanzan disminuyen los requerimientos de las ruedas libres del sistema de rectificación de movimientos.
- Ampliación del estudio paramétrico realizado, teniendo en cuenta distintos requerimientos y condiciones de funcionamiento, así como la consideración de un modelo de motor de combustión interna con potencia limitada.

CAPÍTULO 11:

CONCLUSIONS AND FUTURE DEVELOPMENTS

11.1 Conclusions

This PhD thesis forms part of a project aimed at developing an inertial continuous variable transmission system with applications in the automotive industry. It is the first transmission of this type developed by this research group.

Prior to the research period corresponding to this PhD Thesis, the research group conducted an exhaustive analysis of the transmission system. A model based on the functional principles of the transmission system was designed and calculated and a prototype for limited power and angular velocity was built.

Even as early as the first phase of research for this PhD, the prototype had already been mounted on a test bench and the data acquisition system setup and adjustment had been developed. An experimental methodology and a test sequence were both proposed in order to perform the experimental tests within the broadest trial range possible. The series of tests was conducted and the results were processed. The next task was to interpret the obtained results in order to be able to characterise the transmission prototype quantitatively and the developed transmission system qualitatively.

The results obtained in the first research phase were indeed satisfactory. Prototype testing confirmed that a transmission system of these characteristics functions as expected. The experimental results were compared with the previously established computational study results. Moreover, it was proven that the prototype operates in an efficient manner with experimental performance values over 70%, making it possible to estimate even higher performance values. This is significant in that it was impossible to obtain *a priori* the global efficiency of the transmission system by means of computational analysis due to ideal mechanical model simulated, i.e., one in which there were no mechanical losses and therefore 100 % efficient.

As for problems encountered during the testing phase, it must be mentioned that excessively high vibrations were transmitted to the test bench. The presence of these vibrations was one of the factors that lead to the decision not to test the prototype at higher velocity and torque levels. Another characteristic of the prototype that could be improved through future developments is its power transmission capacity, as the current prototype is built for a limited power transmission capacity of approximately 7.5 kW.

In the second phase of research, a computational study of the modified transmission system was developed, with the aim of demonstrating the feasibility of using this transmission system in a real car. A computational model of the new transmission system design was developed and subsequently employed to conduct an in-depth parametric study in which all possible model variables were taken into account. Once the appropriate value for each variable was determined, the final computational model was simulated with real torques and velocities for a mid-size car.

The results obtained in the second phase of research demonstrate that the transmission system satisfied the necessary requirements for the transmission of a mid-size motor vehicle. The design and calculations for the newly developed transmission were subsequently undertaken toward the end of the research period for this PhD thesis. The research group hopes to proceed with the construction of an optimised prototype that will have the characteristics necessary for use in a real car transmission.

It must also be borne in mind that, throughout the entire research period, one very important factor was a thorough understanding of the different types of inertial transmissions developed over the years and the behavioural characteristics they share with the transmission system developed in this thesis project. These characteristics are described in the thesis.

11.2 Future Developments

Future developments in the area of research on which this PhD thesis is focused will be orientated toward different objectives. The possibilities for current or future research projects that parallel or further develop the work done in this thesis project are as follows:

- Design, calculation and manufacturing of a new prototype for the transmission system with the same principles shown in this document
- Testing of the transmission system prototype (on a test bench), which would be driven by an ICE engine due to the inertial nature of this system. Therefore, the results shown in this PhD thesis could be contrasted with these new results, which would correspond to those of a transmission system driven by an internal combustion engine.
- Application of inertial transmission systems to new transmission types, such as hybrid transmission systems, for example.
- Design of a new rectifying mechanism which could optimise the rectification of the output angular velocity and minimise the requirements of free wheels, which are necessary in this kind of transmission.
- Application of the transmission system developed in this thesis project to other kinds of vehicles, such as agricultural vehicles, commercial vehicles or even trucks, due to the fact that the lower speeds characteristic of these vehicles would make it easier to satisfy the requirements of the free wheels used in the rectifying mechanism.
- Widening of the parametric study developed on the computational model, taking into account other requirements and working conditions of the transmission, as well as the consideration of a power-limited internal combustion engine.

NOMENCLATURA

a	aceleración del vehículo [m/s^2]
θ	ángulo de la pendiente de la carretera
A	área frontal del vehículo [m^2]
μ_H	coeficiente de fricción entre el neumático y la carretera
c_w	coeficiente aerodinámico del vehículo
ρ_a	densidad del aire [kg/m^3]
ρ_c	densidad de la corona [kg/m^3]
I_c	inercia del elemento inercial [$N\cdot m^2$]
I_r	inercia de las ruedas de un vehículo [$N\cdot m^2$]
L_c	longitud de la corona [m]
F_t	fuerza de tracción de un vehículo [N]
F_i	fuerzas de inercia que actúan sobre un vehículo [N]
F_{rod}	fuerzas de rodadura que actúan sobre un vehículo [N]
F_{aero}	fuerza aerodinámica que actúa sobre un vehículo [N]
F_g	fuerzas gravitatorias que actúan sobre un vehículo [N]
F_r	fuerza resistivas totales que actúan sobre un vehículo [N]
R_z	fuerza de reacción del suelo sobre el vehículo [N]
m	masa del vehículo [kg]
m_c	masa de la corona [kg]
M_m	par motor [$N\cdot m$]
M_{ps}	par aplicado en el porta satélites [$N\cdot m$]
M_s	par resistente aplicado en el eje de salida [$N\cdot m$]
M_p	par aplicado en el planeta [$N\cdot m$]
q'	pendiente de la carretera
P_{ps}	potencia transmitida por el porta satélites [W]
P_p	potencia transmitida por el planeta [W]
P_c	potencia transmitida por la corona [W]

T_{me}	par medio aplicado en el eje de entrada [<i>rad/s</i>]
T_{ms}	par medio aplicado sobre el eje de salida [<i>rad/s</i>]
T_{rp}	par aplicado sobre el eje de salida en régimen permanente [<i>rad/s</i>]
T_s	par aplicado sobre el eje de salida [<i>rad/s</i>]
P_{me}	potencia media transmitida por el eje de entrada [<i>rad/s</i>]
P_{ms}	potencia media transmitida por el eje de salida [<i>rad/s</i>]
r_d	radio dinámico de la rueda de un vehículo [<i>m</i>]
R	radio exterior de la rueda de un vehículo [<i>m</i>]
r_{in}	radio interior de la corona [<i>m</i>]
r_{ext}	radio exterior de la corona [<i>m</i>]
r_{dif}	relación de reducción del diferencial del vehículo
rt	relación de transmisión entre los ejes de entrada y salida
rt_m	relación de transmisión media entre los ejes de entrada y salida
η	rendimiento de la transmisión
η_m	rendimiento medio de la transmisión
v	velocidad del vehículo [<i>km/h</i>]
ω	velocidad angular [<i>rad/s</i>]
ω_e	velocidad angular del eje de entrada [<i>rad/s</i>]
ω_{ps}	velocidad angular del porta satélites [<i>rad/s</i>]
ω_{rp}	velocidad angular del eje de entrada en régimen permanente [<i>rad/s</i>]
ω_s	velocidad angular del eje de salida [<i>rad/s</i>]
ω_p	velocidad angular del planeta [<i>rad/s</i>]
ω_c	velocidad angular de la corona [<i>rad/s</i>]
ω_{me}	velocidad angular media del eje de entrada [<i>rad/s</i>]
ω_{ms}	velocidad angular media del eje de salida [<i>rad/s</i>]

BIBLIOGRAFÍA

Akehurst, S., 2001, “An investigation into the loss mechanisms associated with a pushing metal V-belt continuously variable transmission” PhD thesis. University of Bath.

Akehurst, S., Parker, D. A., Schaaf, S., 2006, “CVT rolling traction drives – A review of research into their design, functionality, and modeling”, *Journal of Mechanical Design*, 128, n.5, pp. 1165-1176.

Ang, K. K., Quek, C., Wahab A., 2002, “MCMAC-CVT: a novel on-line associative memory based CVT transmission control system”, *Neural Networks* 15, pp. 219-236.

Antonov, R., 1994, “Gear box with continuously variable gear”, US Patent 5,309,778.

Benitez, F. G., Gutiérrez, J., Campillo, G., and Madroñal, P., 2002, “Variable continuous transmission system”, US Patent 6,371,881 B1.

Benitez, F. G., and Madrigal, J. M., 2002, “DWU3: A continuous variable transmission based on epicyclic gears”, SAE paper 2002-01-2200.

Benitez, F. G., Madrigal, J. M., and del Castillo, J. M., 2004, “Infinitely variable transmission of ratcheting drive type based on one-way clutches”, *Journal of Mechanical Design*, 126, pp. 673-682.

Benitez, F. G., Pérez, F. B., Centeno, G., and Morales, F. J., 2008, “Sistema de transmisión continuamente variable”, ES Patent P200803625, and “Continuously variable transmission system”, PCT Patent.

Bottiglione F., Mantriota G., 2008, “MG-IVT: An infinitely variable transmission with optimal power flows”, *Journal of Mechanical Design*, 130, pp 112603-1.

Centeno, G., Benitez, F. G., Wideberg, J., 2007, “Experimental study of impact on SMC composites used in the automotive industry”, *International Journal of Vehicle Design*. Vol. 44, n. 3-4, pp. 282-292

Chalmers H. B., 1932, “Oscillatory and unidirectional torque mechanism”, US Patent 1,860,383.

Chen, T. F., Lee, D. W. and Sung C. K., 1998, “An experimental study on transmission efficiency of a rubber V-belt CVT”, *Mechanics and Machine Theory* Vol. 33, n.4, pp. 351-363.

Constantinesco, G., 1922, “An improved method and means for transmitting power from prime movers such as internal combustion engines to driven shafts, particularly for locomotives or other vehicles driven by internal combustion engines”, GB Patent 185,022.

Constantinesco, G., 1923, “Improvements in power transmission”, GB Patent 206,204.

Constantinesco, G., 1924, “Improvements in power transmission”, GB Patent 218,406.

Constantinesco, G., 1925 a, “Improvements in power transmission”, GB Patent 234,317.

Constantinesco, G., 1925 b, “Power transmission”, US Patent 1,545,401.

Constantinesco, G., 1925 c, “Power transmission”, US Patent 1,550,505.

Constantinesco, G., 1926 a, “Power transmission”, US Patent 1,569,719.

Constantinesco, G., 1926 b, "The torque converter". Journal of the Royal Society of Arts, Vol. LXXV, No. 3866, pp. 145-177.

Constantinesco, G., 1927, "Power transmission", US Patent 1,613,344.

Constantinesco, G., 1929, "Driving gear for motor vehicles and for other purposes", US Patent 1,715,816.

Engelhardt, T., Fiedrich, M., Geier T., Lebrecht, W., Neumann, L., Ulbrich, H., 2005, "Modelling and optimisation of powertrains", Int. J. Vehicle Systems Modelling and Testing, 1, n. 1/2/3, pp. 4-31.

Epshteyn, G., 2007, "Monocylindrical hybrid two-cycle engine, compressor and pump and method of operation", PTC/US Patent 2007/004571.

Fernandez, A., 1998, "Inertial power transmission", US Patent 5,833,567.

Fuchs, R., Hasuda, Y., James, I., 2004, "Dynamic performance analysis of a full toroidal IVT a theoretical approach", International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress, University of California at Davis, 04CVT-30.

Ganchev, K., 1994, "Continuous variable transmission", BG Patent 61,458 B1.

Giroto, A., 2006, "Adjustable velocity ratio mechanical transmission", EP Patent 1,688,645 A1.

Heywood J. B., Weiss M. A., Schafer A., Bassene S. A., Natajaran V. K., 2004, "The performance of future ICE and fuel cell powered vehicles and their potential fleet impact". MIT LFEE 2003-004 RP.

Hewatt, C. B., 2001, "Gyroscopic continuously variable transmission", US Patent 6,327,922 B1.

Howard, R. P., 2005, "Mechanical torque converter with oscillating flywheels", GB Patent 2,411,932 A.

Hunt, W., 1912, "A Rotary mechanism for the transmission of power at variable speeds", GB Patent 21,414.

Hunt, W., 1913, "Improvements in rotary mechanism for the transmission of power at variable speeds", GB Patent 19,904.

Hunt, W., 1916, "Improvements in rotary mechanism for the transmission of power at variable speeds", GB Patent 102,514.

Jegatheeson, M., 2003, "Continuously variable transmission", US Patent 6,640,659B1.

Kim, S., Moore, C., Peshkin, M., Colgate, J. E., 2008, "Causes of microslip in a continuously variable transmission", *Journal of Mechanical Design*, 130, n.1, pp. 011010 1-9.

Kozhevnikov, S. N., Yesipenko, Y. I., Raskin Y. M., 1970, "Mecanismos", Gustavo Gili, Barcelona.

Kreis, F., 1964, "Infinitely variable speed gear type torque converter", US Patent 3,130,606.

Lester, W. T., 2000, "Continuously variable transmission utilizing torque and one way drives", US Patent 6,044,718.

Lester, W. T., 2008, "Continuously variable transmission using oscillating torque and one-way drives", US Patent 7,481,127.

Lechner, G., Naunheimer, H., 1999, "Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application", Springer, Berlin.

Luque, P., Álvarez, D., Vera, C., 2004, "Ingeniería del automóvil. Sistemas y Comportamiento Dinámico", Editorial Paraninfo.

Mantriota, G., 2002, "Performances of a series infinitely variable transmissions with type I power flow", *Mechanics and Machine Theory* 37, pp. 579-597.

Mantriota G., 2005, "Fuel consumption of a vehicle with power split CVT system", *International Journal of Vehicle Design* 37, 4, pp 327-342.

Meehan, T., Hoshino, H., 1999, "CVT behaviour analysis with ADAMS". *International ADAMS User Conference*, Berlin.

Osman, B., 1968, "Automatic infinitely variable mechanical power transmission mechanism", US Patent 3,363,483.

Park, J. Y., 2007, "Method for determining optimal drive point in series and parallel type hybrid car", US Patent 2007/0135976 A1.

Pérez, F. B., 2010, "Diseño, construcción y ensayo de un convertidor de par para un sistema de transmisión CVT inercial", PhD Thesis, Universidad de Sevilla.

Pfiffner, R., Guzzella, L. and Onder, C. H., 2003, "Fuel-optimal control of CVT powertrains", *Control Engineering Practice*, 11, pp. 329-336.

Pires, P. B., 2001, "Transmission ratio changing apparatus and method", US Patent 4,983,151.

Shea, R. H., 1982, "Torque exchange coupling", US Patent 4,336,870.

Sheu, K. B. and Hsu, T.-H., 2006, "Design and implementation of a novel hybrid-electric-motorcycle transmission", *Applied Energy*, 83, pp. 959-974.

Sheu K.B., 2007, "Analysis and evaluation of hybrid scooter transmission systems", *Applied Energy*, 84, pp 1289-1304.

Stone, R., Ball, J. K., 2004, “Automotive Engineering Fundamentals” SAE International.

Tam, Y. I., 1992, “Inertial masses mediated rotational energy coupler”, US Patent 5,134,894.

Tomoyasu, Y., 2007, “Engine motor hybrid car”, US Patent 2007/0221420 A1.

Turvey, R. J., 2005, “Stepless infinitely variable ratio gearbox” GB Patent 2,421,770 A.

Wallace, H. W., 1988, “Inertial transmission”, US Patent 4,742,722.

Williams, F. C., 1971, “Torque converter”, US Patent 3,581,584.

Williams, E. A., Williams J. W., 1999, “Power transmission utilizing conversion of inertial forces”, US Patent 5,860,321.

Zhang, N., Dutta-Roy, T., 2004, “An investigation into dynamics and stability of a powertrain with half-toroidal type CVT”, International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress, University of California at Davis, 04CVT-34.

Bibliografía adicional

Constantinesco, I., 1989, “George Constantinesco, his Torque Converter and Other Inventions”. Disponible online: <http://fluid.power.net/fpn/const/>.

Continuously variable transmission reference guide: <http://cvt.com.sapo.pt>

Lester, W. T., 2005, “Infinitely variable transmission (IVT) utilizing oscillating torque”. Disponible online: <http://www.lestraneng.com/>.

Nissan motor company international: www.nissan-global.com

Society of automotive engineers. SAE international: <http://www.sae.org>

Catálogos

Planetary drive systems. PG/PGA SERIES. SOM. COMER Group.

Precision planetary gear boxes. NEUGART.

Ruedas libres de indexación. Embragues de ruedas libres. RINGSPANN IBÉRICA SA.

Ruedas libres. GMN.

Ruedas libres y limitadores de par. RULISA.

APÉNDICE A:

DINÁMICA LONGITUDINAL DE VEHÍCULOS

A.1 Dinámica Longitudinal

La dinámica longitudinal de vehículos se realiza utilizando un modelo bidimensional simplificado, al igual que se hace en la mayoría de manuales de ingeniería del automóvil, como en Luque et al. (2004) o Stone et al. (2004). En estas condiciones, cuando el vehículo se desplaza existen una serie de fuerzas longitudinales que se oponen al movimiento. El esquema de fuerzas que actúan sobre el vehículo que se desplaza en llano se muestra en la Figura 134.

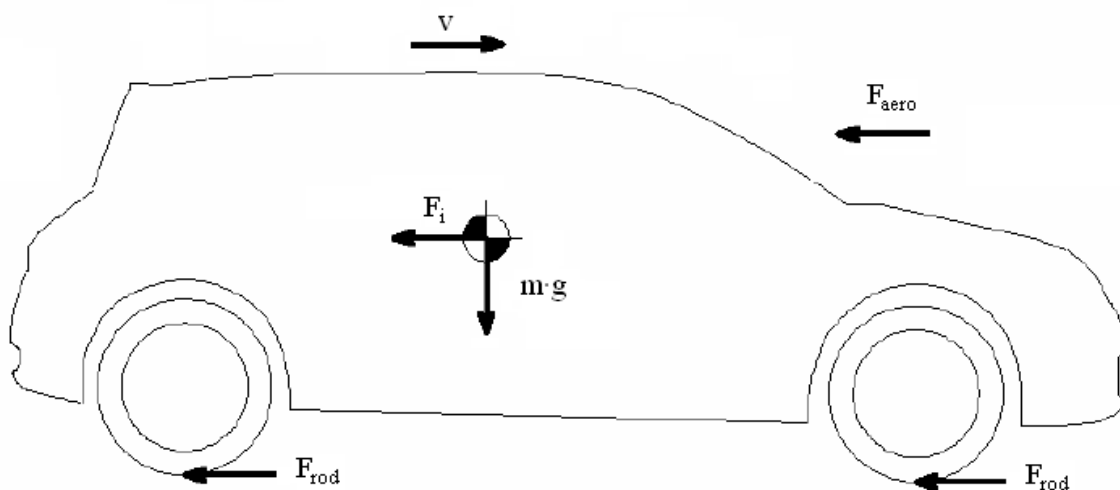


Figura 134. Esquema de fuerzas que actúan sobre el vehículo

Como se muestra en la ecuación (11), aplicando equilibrio en las fuerzas que actúan sobre el eje horizontal, se tiene que la fuerza de tracción del vehículo tendrá que igualar al conjunto de fuerzas resistivas.

$$F_t = F_i + F_{rod} + F_{aero} = F_r \quad (11)$$

La extensión de la expresión (11) al caso en que el vehículo esté subiendo o bajando una pendiente se realiza de manera directa añadiendo un término de fuerzas gravitatorias, como se muestra en la expresión (12):

$$F_t = F_i + F_{rod} + F_{aero} + F_g = F_r \quad (12)$$

Habrà que definir a continuación cada una de las fuerzas resistivas que actúan sobre el vehículo desplazándose en llano.

A.1.1 Fuerzas de inercia

Las fuerzas de inercia aparecen como fuerzas resistivas en el desplazamiento de un vehículo durante los procesos de aceleración y frenado, ejerciendo una oposición al cambio de velocidad del vehículo. Por su naturaleza, no actúan cuando la velocidad del vehículo es constante. La expresión de las fuerzas de inercia viene dada por (13):

$$F_i = m_i \cdot a = m_i \cdot \frac{dv}{dt} \quad (13)$$

Como se muestra en la ecuación (14), la expresión de la masa total del vehículo contempla un valor de corrección que considera la inercia de las ruedas.

$$m_t = m + 4 \cdot \frac{I_r}{r_d^2} \quad (14)$$

La expresión del radio dinámico de la rueda tiene en cuenta la deformabilidad de las ruedas del vehículo y se puede calcular mediante diversas fórmulas basadas en coeficientes empíricos.

A.1.2 Fuerzas de resistencia a la rodadura

Las fuerzas de resistencia a la rodadura corresponden a la fricción que se produce entre los neumáticos del vehículo y la superficie de la carretera. La fuerza total de rodadura se calcula, según se muestra en (15), como una fuerza proporcional a la fuerza de reacción al peso que ejerce la carretera sobre el vehículo.

$$F_{rod} = \mu_H \cdot R_z = \mu_H \cdot m \cdot g \cdot \cos \theta \quad (15)$$

En la expresión (15) se asume de manera habitual un valor nulo de la pendiente de la carretera, ya que normalmente las calzadas sobre las que circula un vehículo son llanas. Además, con esta simplificación se estaría mayorando el valor de las fuerzas resistivas en el caso de que hubiese una pendiente acentuada de la carretera.

Por otro lado, el valor del coeficiente de fricción μ_H entre los neumáticos y la superficie de la carretera depende del material de la vía, del estado de la misma y de la velocidad del vehículo. Valores de referencia para dicho coeficiente se muestran en manuales de ingeniería de vehículos, como es el caso de los mostrados en la Figura 135, procedentes de Lechner et al (1999).

Road speed km/h	Static coefficient of friction μ_H	
	Dry road surface	Wet road surface
50	0.85	0.65
90	0.80	0.60
130	0.75	0.55

Figura 135. Valores de referencia para el coeficiente de fricción del neumático con la carretera
(Fuente: Lechner et al, 1999)

A.1.3 Fuerzas de resistencia aerodinámica

Las fuerzas de resistencia aerodinámica cuantifican la resistencia que opone el aire a la circulación de un vehículo. Dichas fuerzas dependen fundamentalmente del área frontal

y la forma del vehículo, de la densidad del aire y de la velocidad a la que circula el vehículo. La expresión que proporciona las fuerzas aerodinámicas que actúan sobre un vehículo para cada caso se muestra en (16):

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot c_w \cdot A \cdot v^2 \quad (16)$$

Valores de referencia para el coeficiente aerodinámico y para el área frontal del vehículo se muestran para distintos casos en la Figura 136, procedente de Lechner et al (1999). En general, se puede considerar 0,30 como un valor representativo para el coeficiente aerodinámico de vehículos de tipo turismo actuales.

Vehicle	c_w	A (m ²)	$c_w A$ (m ²)
<i>Motorcycle with rider</i>	0.5–0.7	0.7–0.9	0.4–0.6
BMW R100S	0.59	0.79	0.47
<i>Open convertible</i>	0.5–0.7	1.7–2.0	0.85–1.4
<i>Limousine</i>	0.22–0.4	1.7–2.3	0.4–0.9
VW Golf, '92 model	0.30	2.0	0.60
Compact car "2000"	0.22	2.0	0.44
<i>Coach</i>	0.4–0.8	6.0–10.0	2.4–8.0
Kässbohrer Setra S315HD	0.45	7.4	3.33
<i>Truck (solo)</i>	0.45–0.8	6.0–10.0	2.7–8.0
<i>Truck with trailer</i>	0.55–1.0	6.0–10.0	3.3–10.0
<i>Articulated vehicle</i>	0.5–0.9	6.0–10.0	3.0–9.0

Figura 136. Valores del coeficiente aerodinámico y el área frontal para distintos vehículos

(Fuente: Lechner et al, 1999)

A.1.4 Fuerzas gravitatorias

Son las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo durante la ascensión de una pendiente, o bien, que actúan a favor del descenso de la pendiente por parte del vehículo, según sea el caso. Estas fuerzas corresponden a la componente del peso del vehículo en la dirección paralela a la superficie de rodadura y su expresión viene dada por (17):

$$F_g = m \cdot g \cdot \text{sen } \theta \quad (17)$$

Asumiendo ángulos pequeños de la pendiente de la carretera, como suele ocurrir en la mayoría de las vías transitables, se puede aproximar el seno del ángulo de la pendiente por el valor de la misma en tanto por uno, quedando la expresión de las fuerzas gravitatorias como se muestra en (18):

$$F_g = m \cdot g \cdot q' \quad (18)$$

A.2 Expresión general

La expresión general desarrollada de la fuerza resistente que ha de afrontar el vehículo, la cual se muestra en (19), se consigue al sustituir las expresiones (13), (15), (16) y (18) en la ecuación general (12).

$$F_r = \left(m + 4 \cdot \frac{I_r}{r_d^2} \right) \cdot a + \mu_H \cdot m \cdot g \cdot \cos \theta + \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot c_w \cdot A \cdot v^2 + m \cdot g \cdot q' \quad (19)$$

La potencia resistente (20) se obtiene a partir de la expresión desarrollada de la fuerza resistente multiplicando por la velocidad del vehículo:

$$P_r = F_r \cdot v = \left(m + 4 \cdot \frac{I_r}{r_d^2} \right) \cdot a \cdot v + \mu_H \cdot m \cdot g \cdot \cos \theta \cdot v + \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot c_w \cdot A \cdot v^3 + m \cdot g \cdot q' \cdot v \quad (20)$$

En (21) se muestra la expresión de la potencia en función del par resistente, mientras que la relación entre la velocidad del vehículo y la velocidad angular del eje de salida de la transmisión se muestra en (22):

$$P_r = M_r \cdot \omega_s \quad (21)$$

$$v = R \cdot r_{dif} \cdot \omega_s \quad (22)$$

Sustituyendo en la expresión (21) las expresiones (20) y (22), se obtiene despejando la expresión del par resistente en el eje de salida del sistema de transmisión, la cual se muestra en (23):

$$M_r = m_t \cdot R^2 \cdot r_{dif}^2 \cdot \frac{d\omega_s}{dt} + \mu_H \cdot m \cdot g \cdot \cos \theta \cdot R \cdot r_{dif} + \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot c_w \cdot A \cdot R^3 \cdot r_{dif}^3 \cdot \omega_s^2 + m \cdot g \cdot q' \cdot R \cdot r_{dif} \quad (23)$$

Se muestran a continuación en la Tabla 17 los valores de referencia usados para las características necesarias de un vehículo de tipo turismo, a fin de obtener la expresión numérica del par resistente en el eje de salida de la transmisión.

m (kg)	1000
c _w	0,30
A (m ²)	1,73
r _{dif}	0,303
Ruedas	185/65 R15

Tabla 17. Características del vehículo

Sustituyendo los valores proporcionados por la Tabla 17 en la ecuación (23) se obtiene la expresión del par resistente en el eje de salida de la transmisión en función de la de la aceleración angular, de la velocidad angular en dicho eje de salida y de la pendiente de la carretera, como se muestra en la expresión (24).

$$M_r = a \cdot \frac{d\omega_s}{dt} + b \cdot \omega_s^2 + c \cdot q' + d \quad (24)$$

En la expresión (24), los parámetros a, b, c y d toman los valores que se muestran en la Tabla 18 para el caso de un vehículo con las características mostradas en la Tabla 17.

a	b	c	d
81,528	2,438·10 ⁻⁴	8,977	10,772

Tabla 18. Valores de los parámetros de la expresión de par resistente

Se representan, a continuación, una serie de gráficas que muestran la evolución de la expresión (24) ante distintas condiciones de funcionamiento del vehículo, de manera que se conozcan a priori, para el estudio numérico, los pares resistentes en el eje de salida del sistema de transmisión en distintas circunstancias.

En primer lugar, se muestra en la Figura 137 el par resistente para cada velocidad angular en el eje de salida del sistema de transmisión, suponiendo nula la aceleración del vehículo y la pendiente de la carretera.

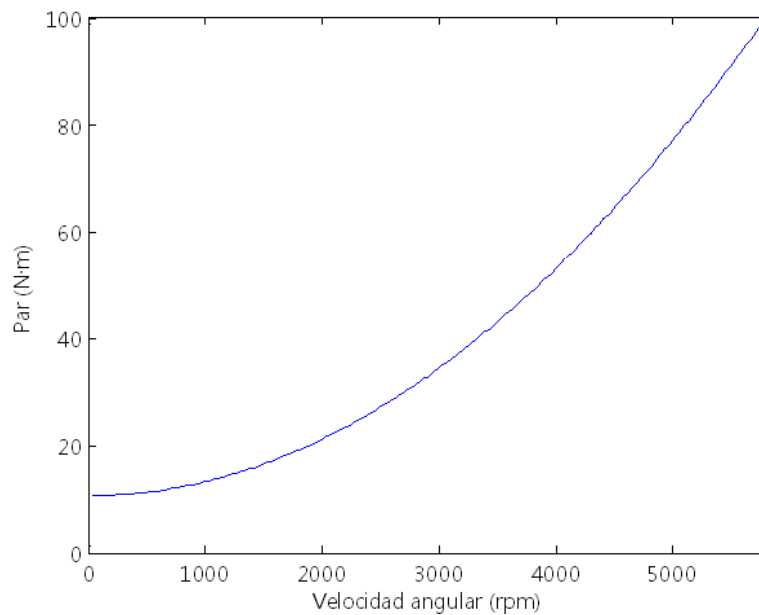


Figura 137. Par resistente para cada velocidad angular a aceleración del vehículo y pendiente nulas

Se muestra de igual forma en la Figura 138 dicho par resistente, para aceleración del vehículo y pendiente de la carretera nula, para cada velocidad del vehículo.

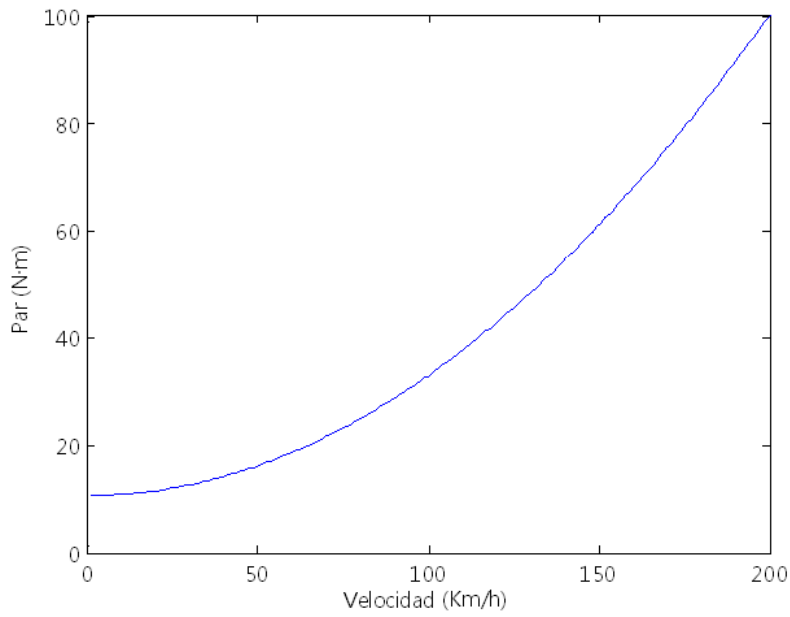


Figura 138. Par resistente para cada velocidad del vehículo a aceleración y pendiente nulas

En la Figura 139 se muestra el par resistente para cada velocidad angular en el eje de salida del sistema de transmisión para una pendiente de la carretera del 10 %. Se observa que un aumento de la pendiente de la carretera del 1 % repercute en un par resistente de en torno a 10 $N\cdot m$ en el eje de salida de la transmisión.

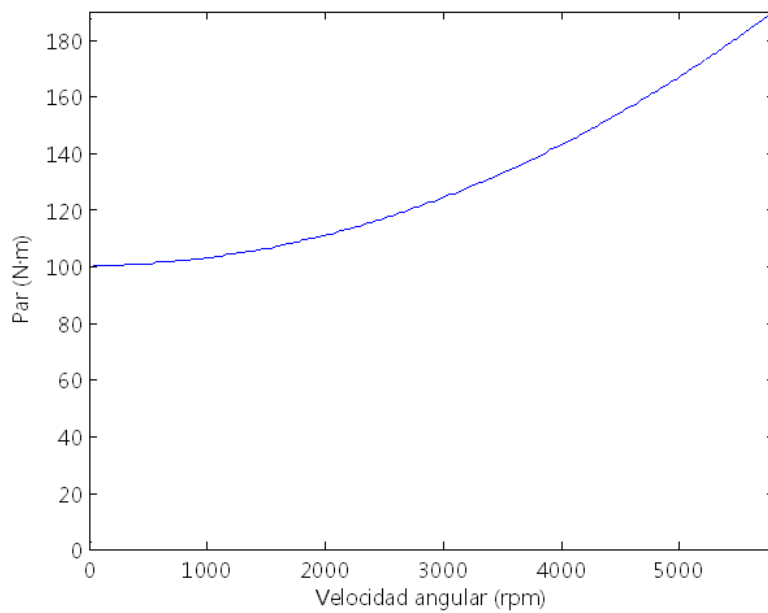


Figura 139. Par resistente para cada velocidad con pendiente del 10 %

La evolución del par resistente con la velocidad angular de salida de la transmisión en un proceso de aceleración de 0 a 100 *km/h* se muestra en la Figura 140. Se observa que, en dicho proceso de aceleración, se alcanzan pares resistentes altos, que llegan a ser incluso superiores a los 300 *N·m*.

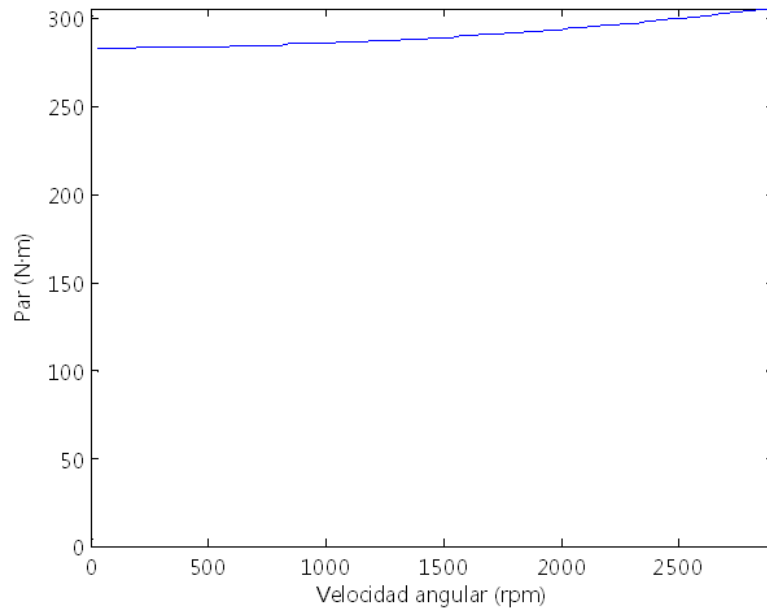


Figura 140. Par resistente frente a velocidad angular en un proceso de aceleración de 0 a 100 *km/h*

Se muestra por último, en la Figura 141, la evolución del par resistente para el anterior proceso de aceleración de 0 a 100 *km/h*, en este caso frente a la velocidad del vehículo.

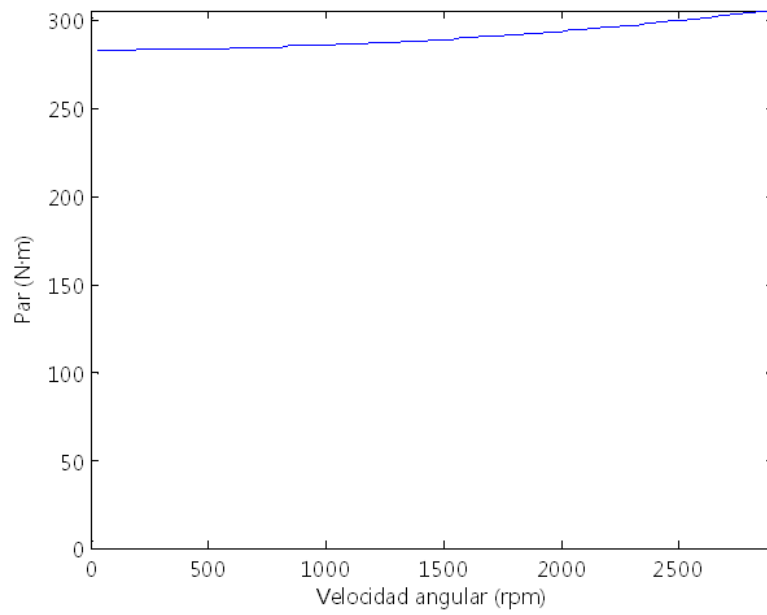


Figura 141. Par resistente frente a velocidad angular en un proceso de aceleración de 0 a 100 km/h

Se tiene a partir de los datos de la Figura 137 a Figura 141 una referencia para los valores de par resistente que tiene que superar el sistema de transmisión frente a las solicitaciones a las que se enfrenta en distintas condiciones de circulación del vehículo. Dichos valores de par son utilizados como valores de referencia en las simulaciones realizadas con el modelo computacional del sistema de transmisión.

APÉNDICE B:

PROGRAMAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS Y TRATAMIENTO DE SEÑALES

B.1 Programas de Matlab

B.1.1 Programa principal: Función *CVT.m*

```
function CVT
clc
clear
% PARAMETROS QUE PASAMOS A OTRAS FUNCIONES AUXILIARES
dt=0.001; % paso de tiempos que pasamos al encoder

% Descargamos los vectores del fichero
xxx1=dlmread('torsimetro1_2006_03_09_Ensayo1_15.0Hz_Carga_000.txt');
xxx2=dlmread('torsimetro2_2006_03_09_Ensayo1_15.0Hz_Carga_000.txt');

% Obtenemos la velocidad angular
[w1,te1]=encoder(xxx1,dt);
[w2,te2]=encoder(xxx2,dt);

% Torsímetro 1 (Salida)
[Pf1,t1]=Filtradopar(xxx1,dt);
Pf1=Pf1+0.03; % Para centrar la señal de par en voltaje
```

```
figure(1)
plot(t1,(500/5).*Pf1,'r-*',xxx1(:,1),(500/5).*xxx1(:,2),'b-');
title('Par Torsimetro1 (salida)')
legend('señal filtrada','señal DAQ')
xlabel('tiempo(s)')
ylabel('Par(Nm)')
```

```
figure(2)
plot(te1,w1,'*-r')
title('Velocidad Angular Torsimetro1 (salida)')
xlabel('tiempo(s)')
ylabel('w(rpm)')
```

```
% torsimetro 2 (Entrada)
[Pf2,t2]=Filtradopar(xxx2,dt);
Pf2=Pf2+0.02; % Para centrar la señal de par en voltaje
```

```
figure(3)
plot(t2,(2000/5).*Pf2,'r-*',xxx2(:,1),(2000/5).*xxx2(:,2),'b-');
%axis([1 2 -1 1])
title('Par Torsimetro2 (entrada)')
legend('señal filtrada','señal DAQ')
xlabel('tiempo(s)')
ylabel('Par(Nm)')
```

```
figure(4)
plot(te2,w2,'*-r')
%axis([1 5 190 275])
title('Velocidad Angular Torsimetro2 (entrada)')
xlabel('tiempo(s)')
ylabel('w(rpm)')
```

```
% Cálculo de potencias (en vatios)
Pot1=(500/5).*Pf1.*w1.*(2.*pi./60);
Pot2=(2000/5).*Pf2.*w2.*(2.*pi./60);

% Cálculo de la potencia media
% Integramos la potencia desde 0 a 5 segundos obteniendo de energia=f(t)
% Potencia media es la energia(5)/5

% Integramos por integral de Riemann

disp('Potencia Media calculada por Riemann');
disp(' ');
disp('Potencia de Salida');

media1=0;
for i=1:length(Pot1)
    media1=media1+Pot1(i);
end
Energia1=media1*dt;
Potm1=Energia1/5      % 5 ES EL T FINAL PUESTO A MANO

disp('Potencia de Entrada');

media2=0;
for i=1:length(Pot2)
    media2=media2+Pot2(i);
end
Energia2=media2*dt;
Potm2=Energia2/5      % 5 ES EL T FINAL PUESTO A MANO

figure(5)
plot(te1,Pot1,'*-r',te2,Pot2,'+-b')
title('Potencias de entrada y de salida')
legend('Potencia1 (salida)','Potencia2 (entrada)')
```



```
xlabel('tiempo(s)')
```

```
ylabel('Potencia (vatios)')
```

```
% Comparamos con la Potencia calculada por la regla del trapecio
```

```
% Integramos por trapecio y comparamos resultados
```

```
disp('Potencia Media calculada por Regla del Trapecio');
```

```
disp(' ');
```

```
disp('Potencia de Salida');
```

```
It1=(Pot1(1)+Pot1(length(Pot1)))/2;
```

```
for i=2:(length(Pot1)-1)
```

```
    It1=It1+Pot1(i);
```

```
end
```

```
Potmt1=It1*dt/5
```

```
disp('Potencia de Entrada');
```

```
It2=(Pot2(1)+Pot2(length(Pot2)))/2;
```

```
for i=2:(length(Pot2)-1)
```

```
    It2=It2+Pot2(i);
```

```
end
```

```
Potmt2=It2*dt/5
```

```
% Rendimiento medio
```

```
% Es el cociente entre potencia media de salida (1) y la de entrada (2)
```

```
disp('Rendimiento medio');
```

```
Rend=Potmt1/Potmt2
```

```
% Relación de transmisión
```

```
% Definida como  $W_{sal}/W_{ent}$ 
```

```
Reltrans=w1./w2;
```

```
figure(6)
plot(te1,Reltrans,'*-r')
title('Relacion de transmisión')
xlabel('tiempo(s)')
ylabel('Relacion de transmisión')

% Escritura de ficheros
% Primera columna es tiempo

% Revoluciones y Par de Entrada
Revparent=[t2' w2' Pf2'];
dlmwrite('Rev_Par_Entrada.txt',Revparent,'delimiter','\t','newline','pc','precision', '%.6f');

% Revoluciones y Par de Salida
Revparsal=[t1' w1' Pf1'];
dlmwrite('Rev_Par_Salida.txt',Revparsal,'delimiter','\t','newline','pc','precision', '%.6f');

% Potencia de Entrada y Salida
Potreltrans=[t2' Pot2' Pot1'];
dlmwrite('Potencia_Ent_Sal.txt',Potreltrans,'delimiter','\t','newline','pc','precision', '%.6f');

% Relación de Transmisión
Reltransmision=[t1' w2' w1' Reltrans'];
dlmwrite('Relacion_Transmision.txt',Reltransmision,'delimiter','\t','newline','pc','precision', '%.6f');
```

B.1.2 Función *encoder.m*

```
function [w,t]=encoder(M,dt)

% M es la matriz de la adquisición de datos de LabVIEW donde la
% primera columna es tiempo, la segunda es el voltaje del par,
% la tercera es de nuevo tiempo, la cuarta es el voltaje del encoder de revoluciones
```

```
[yf,t]=Filtradoencoder(M);
```

```
m=length(yf);
```

```
% Elijo el primer escalón como origen de tiempo
```

```
i=1;
```

```
while yf(i)>2.5      % Este bucle es por si empieza en lo alto del escalón
```

```
    i=i+1;
```

```
    if i>m
```

```
        t=t(1):dt:t(m);
```

```
        w=zeros(size(t));
```

```
        return
```

```
    end
```

```
end
```

```
while yf(i)<2.5
```

```
    i=i+1;
```

```
    if i>m
```

```
        t=t(1):dt:t(m);
```

```
        w=zeros(size(t));
```

```
        return
```

```
    end
```

```
end
```

```
t0=t(i+1);
```

```
while yf(i)>2.5
```

```
    i=i+1;
```

```
end
```

```
% Comienzo el bucle
```

```
rpm=0;trpm=0;
```

```
j=2;
```

```
while i<m
```

```
if yf(i)>2.5
    rpm(j)=1/(t(i)-t0);
    trpm(j)=(t(i)+t0)/2;
    t0=t(i);
    j=j+1;i=i+1;
    while yf(i)>2.5
        i=i+1;
        if i>m
            break
        end
    end
else
    i=i+1;
end
end

% Ahora introduzco el primer y ultimo valor que sean iguales
% al segundo y al penúltimo respectivamente
rpm(1)=rpm(2);
trpm(1)=t(1);
rpm(j)=rpm(j-1);
trpm(j)=t(m);
% Con esto se tienen definidos los vectores rpm y trpm

% Ahora hacemos un spline con el intervalo de tiempos dt
% requerido en la definición de la función

t=t(1):dt:t(m);
w=spline(trpm,rpm,t);
```

B.1.3 Función *Filtradoencoder.m*

```
function [yf,t]=Filtradoencoder(xxx)
```

```
% 1.- Se toma la señal
```

```
x=xxx(:,4);           % Declara una variable  
N=length(x);         % Longitud del vector "x"  
tf=xxx(N,1);  
Fs=N/tf;             % Frecuencia de muestreo  
t=xxx(:,3);          % Declara la variable tiempo
```

```
% 2.- Se calcula la transformada de Fourier de la señal x de longitud N
```

```
X=fft(x,N);          % N: Longitud del vector x  
% f=(Fs)*(0:N/2-1)/N;  
% figure(101)  
% plot(f,abs(X(1:N/2)));  
% axis([0 5e3 0 5e4])
```

```
% 3.- Se define el filtro que va a eliminar las componentes de alta frecuencia
```

```
Fc=100;              % Frecuencia de corte  
Fm=1000;            % Frecuencia de muestreo  
BT=200;             % Banda de transición  
Rs=40;rs=10^(-Rs/20);  
Rp=2;rp=(10^(Rp/20)-1)/(10^(Rp/20)+1);          % Ganancias de la banda de paso  
[n1b, wn1]=buttord(2*Fc/Fm,2*(Fc+BT)/Fm,Rp,Rs); % Orden del filtro y frecuencia de  
% corte normalizada  
[B,A]=butter(n1b,wn1);          % Coeficientes del filtro  
h1=freqz(B,A);              % Respuesta en frecuencia del filtro diseñado  
%figure(102)  
%plot(abs(h1))              % Dibuja el filtro
```

```
% 4.- Se realiza el filtrado
```

```
yf = filtfilt (B,A,x);  
%figure(103)                % Represento la señal filtrada
```

```

%plot (t,yf,'red-x', t, x,'blue')

% Se calcula la transformada de Fourier de la señal filtrada para comprobar
% si se han eliminado correctamente las frecuencias no deseadas
%Ny = length(yf);           % Ny: Longitud del vector de salida filtrado yf
%Yf = fft(yf,Ny);
%fy = (Fs)*(0:Ny/2-1)/ Ny;
%figure(104)
%plot(fy,abs(Yf(1:Ny/2)))
%axis([0 5e3 0 5e4])
% También se puede calcular su conjugado y representarlo
%figure(105)                % Representa la señal filtrada sola
%plot (t,yf,'red')

```

B.1.4 Función *Filtradopar.m*

```

function [Pf,t]=Filtradopar(xxx,dt)

% 1.- Se toma la señal
x=xxx(:,2);                % Declara una variable
N=length(x); tfin=xxx(N,1); % Longitud del vector "x"
Fs=N/tfin;                 % Frecuencia de muestreo
tf=xxx(:,1);              % Declara la variable tiempo

% 2.- Se calcula la transformada de Fourier de la señal x de longitud N
X=fft(x,N);                % N: Longitud del vector x
f=(Fs)*(0:N/2-1)/N;
%figure(201)
%plot(f,abs(X(1:N/2)));

% 3.- Se define el filtro que va a eliminar las componentes de alta frecuencia
Fc=30;                     % Frecuencia de corte
Fm=1000;                   % Frecuencia de muestreo
BT=15;                     % Banda de transición

```

```
Rs=40;rs=10^(-Rs/20);
Rp=2;rp=(10^(Rp/20)-1)/(10^(Rp/20)+1);           % Ganancias de la banda de paso

[n1b, wn1]=buttord(2*Fc/Fm,2*(Fc+BT)/Fm,Rp,Rs);   % Orden del filtro y frecuencia
                                                    % de corte normalizada
[B,A]=butter(n1b,wn1);                           % Coeficientes del filtro
%h1=freqz(B,A);                                  % Respuesta en frecuencia del filtro diseñado
%figure(202)
%plot(abs(h1))                                    % Dibuja la respuesta

% 4.- Se realiza el filtrado
yf = filtfilt (B,A,x);
%figure(203)                                     % Representa la señal filtrada
%plot (tf,yf,'red', t, x,'blue')

% Se calcula la transformada de Fourier de la señal filtrada para comprobar
% si se han eliminado correctamente las frecuencias no deseadas
Ny = length(yf);                                % Ny: Longitud del vector de salida filtrado yf
Yf = fft(yf,Ny);
fy = (Fs)*(0:Ny/2-1)/ Ny;
%figure(204)
%plot(fy,abs(Yf(1:Ny/2)))

%figure(205)                                     % Representa la señal filtrada
%plot (tf,yf,'red')

% Spline de la señal filtrada
t=0:dt:tfin;
Pf=spline(tf,yf,t);
```

B.2 Programa de LabVIEW

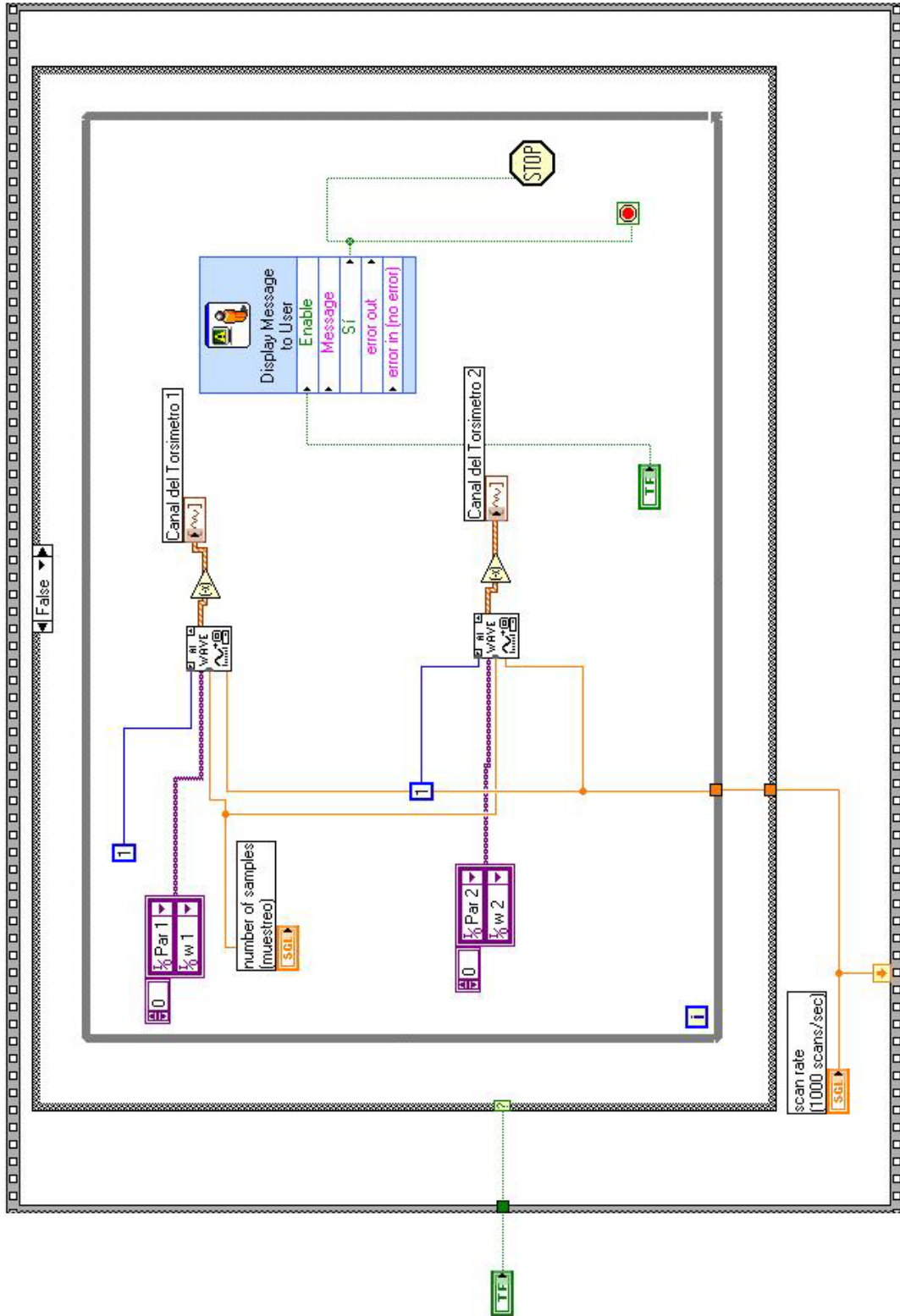


Figura 142. Programa de *LabVIEW*: Diagrama de bloques bucle *False*

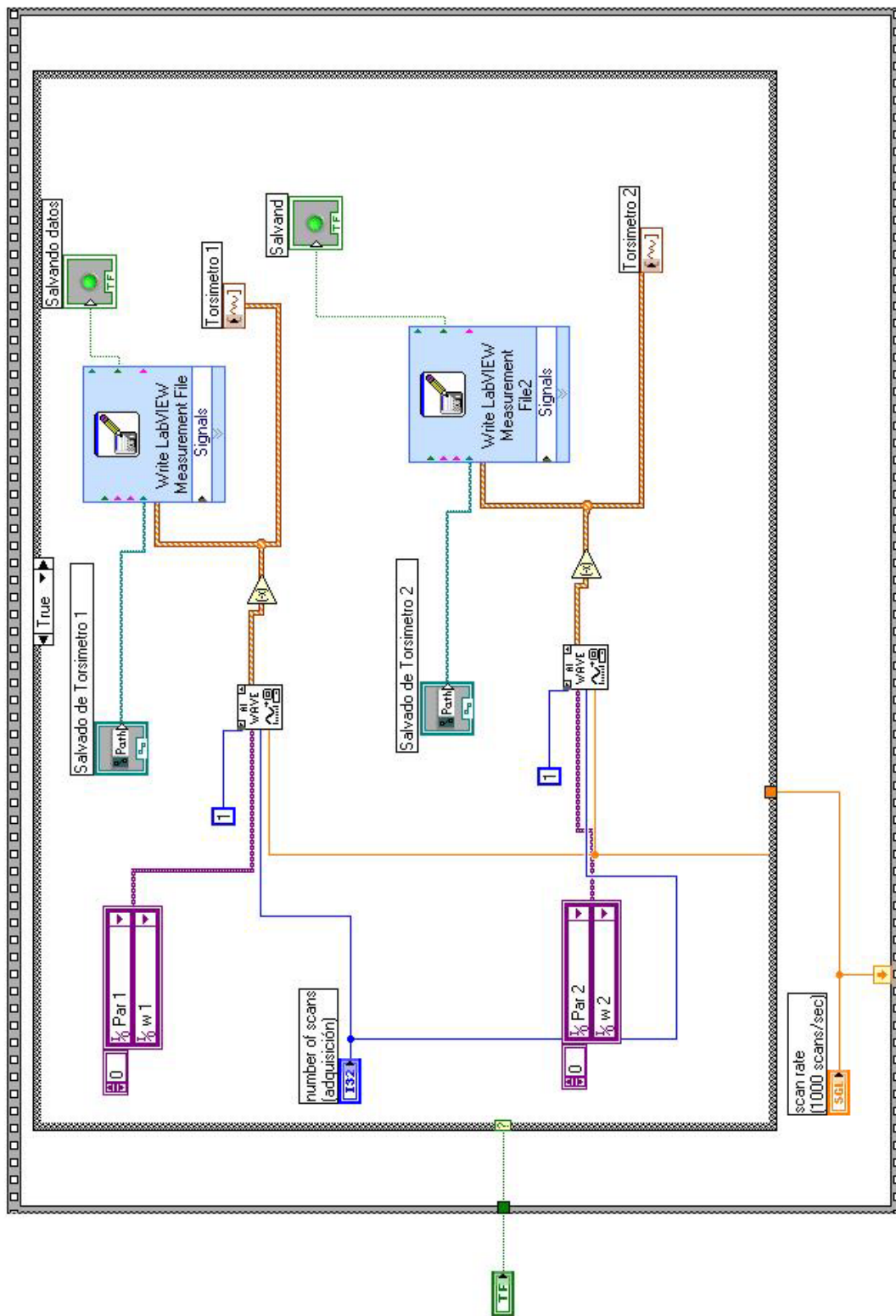


Figura 143. Programa de *LabVIEW*: Diagrama de bloques bucle *True*

APÉNDICE C:

VALORES MEDIOS DE LAS VARIABLES PARA CADA SERIE DE ENSAYOS REALIZADA

C.1 Serie 1 de ensayos realizados

Frecuencia (Hz)	Tensión (V)	ω_{me} (rpm)	ω_{ms} (rpm)	rt_m	P_{me} (W)	P_{ms} (W)	η_m	T_{me} (N·m)	T_{ms} (N·m)
5	0	56,69	0,00	0,00	9,09	0,00	0,00	1,53	0,74
7,5	0	85,05	3,73	0,04	10,90	0,38	0,04	1,25	0,98
7,5	Bloqueo	85,05	0,00	0,00	13,50	0,00	0,00	1,54	6,31
10	0	113,40	32,13	0,28	27,33	7,03	0,26	2,35	2,09
10	2,5	113,39	17,18	0,15	21,41	3,96	0,19	1,87	2,20
10	5	113,41	8,66	0,08	20,30	2,36	0,12	1,79	2,60
10	7,5	113,42	4,62	0,04	18,48	1,38	0,07	1,65	2,85
10	Bloqueo	113,42	0,00	0,00	17,03	0,00	0,00	1,53	7,28
12,5	0	141,75	87,95	0,62	57,86	29,47	0,51	4,00	3,20
12,5	2,5	141,73	54,01	0,38	43,83	20,95	0,48	3,05	3,70
12,5	5	141,76	29,97	0,21	38,09	13,34	0,35	2,71	4,25
12,5	7,5	141,75	17,67	0,12	35,76	8,56	0,24	2,54	4,62
12,5	10	141,79	11,44	0,08	36,62	6,09	0,17	2,61	5,06
12,5	Bloqueo	141,79	0,00	0,00	24,64	0,00	0,00	1,83	14,35
15	0	171,17	231,64	1,35	157,81	98,24	0,62	8,89	4,05

15	2,5	171,16	159,70	0,93	129,47	82,44	0,64	7,38	4,93
15	5	171,21	81,54	0,48	89,13	49,97	0,56	5,22	5,85
15	7,5	171,28	38,76	0,23	48,56	25,88	0,53	3,04	6,36
15	10	171,23	21,77	0,13	54,45	16,76	0,31	3,42	7,34
15	Bloqueo	171,28	0,00	0,00	31,27	0,00	0,00	2,20	25,18
17,5	0	198,35	322,60	1,63	272,37	148,40	0,54	13,55	4,39
17,5	2,5	198,38	211,24	1,07	227,98	132,38	0,58	11,18	5,98
17,5	5	198,37	133,44	0,67	180,12	102,26	0,57	8,99	7,32
17,5	7,5	198,41	61,35	0,31	120,76	52,57	0,44	6,29	8,17
17,5	10	198,50	30,60	0,15	84,72	29,94	0,35	4,60	9,32
17,5	12,5	198,50	19,32	0,10	80,74	20,97	0,26	4,46	10,35
17,5	Bloqueo	198,46	0,00	0,00	45,47	0,00	0,00	2,79	23,79
20	0	226,61	650,36	2,87	584,86	334,15	0,57	25,15	4,91
20	2,5	226,70	354,50	1,57	395,15	259,03	0,66	17,26	6,98
20	5	226,70	230,35	1,02	320,54	213,73	0,67	13,86	8,86
20	7,5	226,83	105,67	0,47	206,08	124,84	0,61	9,29	11,28
20	10	226,80	48,44	0,21	144,97	62,86	0,43	6,89	12,37
20	12,5	226,80	29,42	0,13	106,32	40,33	0,38	5,36	13,06
20	Bloqueo	226,83	0,00	0,00	64,17	0,00	0,00	3,69	34,48
22,5	0	254,71	901,56	3,55	858,20	498,96	0,58	33,29	5,28
22,5	2,5	254,69	785,51	3,09	867,81	567,12	0,65	33,82	6,89
22,5	5	254,85	413,96	1,63	613,99	440,50	0,72	23,97	10,16
22,5	7,5	255,05	198,32	0,78	413,67	274,19	0,66	16,65	13,21
22,5	10	255,13	100,95	0,40	252,07	165,27	0,66	11,05	15,63
22,5	12,5	254,73	52,91	0,21	179,69	96,46	0,54	8,54	17,38
22,5	15	254,85	32,24	0,13	134,28	62,86	0,47	6,88	18,56
22,5	Bloqueo	254,69	0,00	0,00	84,19	0,00	0,00	5,18	37,59

Tabla 19. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 1

C.2 Serie 2 de ensayos realizados

Frecuencia (Hz)	Tensión (V)	ω_{me} (rpm)	ω_{ms} (rpm)	rt_m	P_{me} (W)	P_{ms} (W)	η_m	T_{me} (N·m)	T_{ms} (N·m)
5	0	56,69	0,00	0,00	10,81	0,00	0,00	1,83	0,53
7,5	0	85,07	1,59	0,02	17,05	0,14	0,01	1,97	0,82
7,5	Bloqueo	85,05	0,00	0,00	18,11	0,00	0,00	2,09	7,05
10	0	113,40	26,37	0,23	34,17	4,86	0,14	2,97	1,76
10	2,5	113,40	15,19	0,13	33,21	3,27	0,10	2,89	2,05
10	5	113,41	7,14	0,06	28,80	1,84	0,06	2,52	2,47
10	Bloqueo	113,42	0,00	0,00	21,05	0,00	0,00	1,90	8,88
12,5	0	141,74	79,79	0,56	71,74	24,21	0,34	4,98	2,90
12,5	2,5	141,75	48,97	0,35	59,48	16,93	0,28	4,15	3,30
12,5	5	141,70	28,37	0,20	47,55	11,61	0,24	3,37	3,90
12,5	7,5	141,74	17,25	0,12	47,33	7,89	0,17	3,34	4,36
12,5	10	141,77	9,62	0,07	42,28	4,99	0,12	3,02	5,02
12,5	Bloqueo	141,83	0,00	0,00	33,94	0,00	0,00	2,49	12,79
15	0	170,05	230,59	1,36	160,01	83,28	0,52	9,13	3,44
15	2,5	170,10	145,63	0,86	131,91	69,69	0,53	7,58	4,57
15	5	170,17	88,41	0,52	103,68	46,89	0,45	6,06	5,06
15	7,5	170,20	39,70	0,23	70,52	25,21	0,36	4,30	6,05
15	10	170,14	22,18	0,13	70,28	16,00	0,23	4,33	6,87
15	Bloqueo	170,05	0,00	0,00	43,17	0,00	0,00	2,86	25,16
17,5	0	198,34	470,99	2,38	316,81	156,97	0,50	15,65	3,18
17,5	2,5	198,39	237,59	1,20	233,72	137,26	0,59	11,39	5,52
17,5	5	198,37	175,10	0,88	196,37	117,72	0,60	9,56	6,41
17,5	7,5	198,39	79,09	0,40	122,74	64,50	0,53	6,22	7,77
17,5	10	198,43	34,68	0,17	83,31	31,53	0,38	4,49	8,67
17,5	12,5	198,49	20,19	0,10	66,65	20,29	0,30	3,66	9,56
17,5	Bloqueo	198,48	0,00	0,00	51,62	0,00	0,00	3,07	21,89
20	0	226,58	732,02	3,23	577,74	309,71	0,54	24,76	4,04
20	2,5	226,60	444,85	1,96	488,93	311,07	0,64	21,00	6,67

20	5	226,72	244,04	1,08	322,50	212,37	0,66	13,84	8,31
20	7,5	226,75	147,37	0,65	250,55	162,32	0,65	10,93	10,51
20	10	226,80	65,61	0,29	152,31	82,52	0,54	7,05	11,99
20	12,5	226,70	32,76	0,14	120,39	44,00	0,37	5,81	12,79
20	Bloqueo	226,87	0,00	0,00	62,37	0,00	0,00	3,45	29,98
22,5	0	254,88	946,00	3,72	763,43	419,82	0,55	29,35	4,24
22,5	2,5	254,72	835,55	3,29	851,28	558,49	0,66	33,02	6,39
22,5	5	254,91	607,64	2,39	777,24	529,16	0,68	30,03	8,31
22,5	7,5	254,96	173,42	0,68	373,97	247,58	0,66	14,84	13,62
22,5	10	255,03	105,70	0,42	295,47	167,31	0,57	12,27	15,11
22,5	12,5	255,04	56,60	0,22	195,51	97,75	0,50	8,84	16,47
22,5	15	255,22	34,37	0,13	151,07	62,75	0,42	7,25	17,38
22,5	Bloqueo	255,05	0,00	0,00	104,55	0,00	0,00	5,62	39,11

Tabla 20. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 2

C.3 Serie 3 de ensayos realizados

Frecuencia (Hz)	Tensión (V)	ω_{me} (rpm)	ω_{ms} (rpm)	rt_m	P_{me} (W)	P_{ms} (W)	η_m	T_{me} (N·m)	T_{ms} (N·m)
5	0	56,69	0,00	0,00	7,51	0,00	0,00	1,27	0,02
7,5	0	85,06	2,43	0,03	9,45	0,20	0,02	1,10	0,76
7,5	Bloqueo	85,05	0,00	0,00	12,33	0,00	0,00	1,43	4,08
10	0	113,41	25,79	0,23	20,24	4,56	0,23	1,77	1,69
10	2,5	113,41	14,11	0,12	17,52	2,74	0,16	1,54	1,85
10	5	113,41	8,92	0,08	18,35	1,98	0,11	1,61	2,11
10	7,5	113,41	3,88	0,03	14,82	0,97	0,07	1,31	2,38
10	10	113,42	1,86	0,02	15,46	0,51	0,03	1,37	2,59
10	Bloqueo	113,42	0,00	0,00	11,99	0,00	0,00	1,08	6,95
12,5	0	141,72	84,67	0,60	55,01	26,13	0,47	3,81	2,95
12,5	2,5	141,73	45,11	0,32	40,48	15,81	0,39	2,82	3,34
12,5	5	141,73	45,11	0,32	40,48	15,81	0,39	2,82	3,34

12,5	7,5	141,76	15,99	0,11	31,42	6,63	0,21	2,20	3,95
12,5	10	141,74	8,75	0,06	26,37	4,03	0,15	1,87	4,39
12,5	Bloqueo	141,79	0,00	0,00	19,07	0,00	0,00	1,41	12,51
15	0	170,08	228,62	1,34	150,83	80,22	0,53	8,57	3,35
15	2,5	170,06	173,72	1,02	143,81	76,81	0,53	8,20	4,22
15	5	170,14	63,99	0,38	71,08	36,34	0,51	4,17	5,42
15	7,5	170,08	36,57	0,22	57,61	23,08	0,40	3,43	6,02
15	10	170,03	20,39	0,12	51,21	14,02	0,27	3,13	6,55
15	Bloqueo	170,11	0,00	0,00	24,61	0,00	0,00	1,78	17,66
17,5	0	198,38	494,27	2,50	309,74	165,95	0,54	15,29	3,20
17,5	2,5	198,32	248,38	1,25	221,51	141,70	0,64	10,87	5,45
17,5	5	198,42	140,77	0,71	153,52	101,08	0,66	7,51	6,85
17,5	7,5	198,47	71,54	0,36	95,71	60,16	0,63	4,86	8,02
17,5	10	198,42	34,15	0,17	66,53	31,60	0,47	3,62	8,82
17,5	12,5	198,44	19,72	0,10	50,21	19,64	0,39	2,85	9,46
17,5	Bloqueo	198,47	0,00	0,00	22,34	0,00	0,00	1,64	23,09
20	0	226,61	764,58	3,38	490,75	287,72	0,59	21,00	3,59
20	2,5	226,64	602,17	2,66	499,02	310,17	0,62	21,39	4,92
20	5	226,70	237,67	1,05	297,05	212,60	0,72	12,67	8,54
20	7,5	226,71	129,12	0,57	199,12	146,51	0,74	8,78	10,83
20	10	226,80	60,49	0,27	136,29	75,71	0,56	6,41	11,94
20	12,5	226,83	30,56	0,13	84,94	39,75	0,47	4,30	12,40
20	Bloqueo	226,87	0,00	0,00	36,20	0,00	0,00	2,29	30,35
22,5	0	256,04	857,84	3,36	792,04	522,12	0,66	30,54	5,81
22,5	2,5	254,89	715,43	2,81	763,23	538,99	0,71	29,59	7,19
22,5	5	254,91	510,68	2,01	691,41	495,16	0,72	26,62	9,24
22,5	7,5	254,95	195,61	0,77	368,33	266,63	0,72	14,60	13,01
22,5	10	255,08	94,27	0,37	220,79	152,37	0,69	9,71	15,42
22,5	12,5	254,98	49,51	0,19	179,67	87,21	0,49	8,42	16,79
22,5	15	254,93	29,60	0,12	149,16	52,74	0,35	7,40	16,97
22,5	Bloqueo	254,79	0,00	0,00	76,83	0,00	0,00	4,55	35,75

Tabla 21. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 3

C.4 Serie 4 de ensayos realizados

Frecuencia (Hz)	Tensión (V)	ω_{me} (rpm)	ω_{ms} (rpm)	rt_m	P_{me} (W)	P_{ms} (W)	η_m	T_{me} (N·m)	T_{ms} (N·m)
5	0	56,70	0,00	0,00	3,26	0,00	0,00	0,55	0,25
7,5	0	85,05	2,81	0,03	7,68	0,19	0,02	0,88	0,63
7,5	Bloqueo	85,04	0,00	0,00	5,78	0,00	0,00	0,67	9,33
10	0	113,40	38,29	0,34	21,76	7,06	0,32	1,87	1,76
10	2,5	113,41	15,93	0,14	16,12	3,38	0,21	1,39	2,03
10	5	113,41	8,89	0,08	15,04	1,97	0,13	1,30	2,10
10	Bloqueo	113,40	0,00	0,00	10,15	0,00	0,00	0,90	5,74
12,5	0	141,74	100,01	0,71	63,34	29,42	0,46	4,35	2,81
12,5	2,5	141,76	53,31	0,38	44,45	19,72	0,44	3,04	3,53
12,5	5	141,75	34,83	0,25	25,05	13,56	0,54	1,73	3,71
12,5	7,5	141,77	12,53	0,09	18,15	5,19	0,29	1,28	3,95
12,5	10	141,74	7,05	0,05	12,58	2,99	0,24	0,92	4,00
12,5	Bloqueo	141,78	0,00	0,00	7,53	0,00	0,00	0,58	11,79
15	0	170,05	262,07	1,54	154,35	84,65	0,55	8,77	3,08
15	2,5	170,10	170,10	1,00	130,67	77,86	0,60	7,48	4,37
15	5	170,11	91,16	0,54	82,82	50,51	0,61	4,79	5,29
15	7,5	170,06	41,28	0,24	54,04	25,72	0,48	3,24	5,94
15	10	170,17	18,76	0,11	34,25	12,38	0,36	2,18	6,28
15	Bloqueo	170,09	0,00	0,00	20,33	0,00	0,00	1,56	16,33
17,5	0	198,35	496,48	2,51	295,45	155,63	0,53	14,66	2,99
17,5	2,5	198,32	289,02	1,46	242,94	152,26	0,63	11,94	5,03
17,5	5	198,39	178,99	0,90	183,81	123,42	0,67	9,05	6,58
17,5	7,5	198,43	81,68	0,41	107,69	67,73	0,63	5,57	7,91
17,5	10	198,41	36,36	0,18	70,71	32,12	0,45	3,83	8,42
17,5	12,5	198,47	19,36	0,10	49,94	17,90	0,36	2,81	8,80
17,5	Bloqueo	198,50	0,00	0,00	20,52	0,00	0,00	1,41	20,09
20	0	226,63	723,84	3,20	528,90	305,40	0,58	22,68	4,03
20	2,5	226,53	606,14	2,68	502,44	311,32	0,62	21,61	4,90

20	5	226,68	286,37	1,26	325,04	224,72	0,69	14,00	7,49
20	7,5	226,68	140,88	0,62	230,74	156,41	0,68	9,99	10,60
20	10	226,80	60,70	0,27	138,31	75,13	0,54	6,43	11,81
20	12,5	226,81	31,51	0,14	98,35	40,18	0,41	4,81	12,14
20	Bloqueo	226,89	0,00	0,00	44,95	0,00	0,00	2,60	29,51
22,5	0	254,78	885,49	3,48	745,15	477,22	0,64	28,82	5,15
22,5	2,5	254,82	788,87	3,10	786,84	529,62	0,67	30,56	6,41
22,5	5	254,79	517,10	2,03	671,56	489,57	0,73	25,91	9,04
22,5	7,5	254,99	222,50	0,87	385,83	290,34	0,75	15,19	12,46
22,5	10	255,24	108,01	0,42	238,72	171,23	0,72	10,25	15,13
22,5	12,5	255,11	55,65	0,22	183,41	95,19	0,52	8,47	16,31
22,5	15	254,81	29,50	0,12	118,20	52,15	0,44	6,15	16,85
22,5	Bloqueo	254,85	0,00	0,00	61,25	0,00	0,00	3,98	34,90

Tabla 22. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 4

C.5 Serie 5 de ensayos realizados

Frecuencia (Hz)	Tensión (V)	ω_{me} (rpm)	ω_{ms} (rpm)	rt_m	P_{me} (W)	P_{ms} (W)	η_m	T_{me} (N·m)	T_{ms} (N·m)
5	0	56,71	0,00	0,00	5,25	0,00	0,00	0,90	0,11
7,5	0	85,06	2,77	0,03	8,84	0,13	0,02	1,03	0,46
7,5	Bloqueo	85,05	0,00	0,00	6,17	0,00	0,00	0,74	8,26
10	0	113,40	39,01	0,34	27,18	6,31	0,23	2,35	1,54
10	2,5	113,41	17,74	0,16	15,86	3,22	0,20	1,41	1,73
10	5	113,38	10,15	0,09	18,93	2,01	0,11	1,66	1,88
10	Bloqueo	113,42	0,00	0,00	11,36	0,00	0,00	1,05	6,99
12,5	0	141,74	108,99	0,77	67,12	29,39	0,44	4,64	2,58
12,5	2,5	141,78	66,28	0,47	54,96	21,85	0,40	3,79	3,15
12,5	5	141,79	37,52	0,26	35,54	13,93	0,39	2,48	3,54
12,5	7,5	141,80	17,10	0,12	31,10	6,62	0,21	2,20	3,69
12,5	10	141,76	7,90	0,06	21,20	3,30	0,16	1,55	3,97

12,5	Bloqueo	141,75	0,00	0,00	16,06	0,00	0,00	1,21	12,77
15	0	170,03	247,66	1,46	166,68	83,93	0,50	9,48	3,23
15	2,5	170,06	169,75	1,00	140,90	77,13	0,55	8,06	4,33
15	5	170,17	90,80	0,53	92,85	50,24	0,54	5,37	5,28
15	7,5	170,14	44,39	0,26	56,61	27,21	0,48	3,38	5,85
15	10	170,07	19,74	0,12	46,37	12,86	0,28	2,86	6,21
15	Bloqueo	170,23	0,00	0,00	31,07	0,00	0,00	2,15	18,64
17,5	0	198,29	441,82	2,23	288,57	155,37	0,54	14,35	3,36
17,5	2,5	198,32	293,97	1,48	251,21	155,65	0,62	12,37	5,05
17,5	5	198,39	175,53	0,89	197,84	124,68	0,63	9,72	6,78
17,5	7,5	198,39	77,93	0,39	116,05	65,23	0,56	5,95	7,98
17,5	10	198,51	38,35	0,19	79,82	34,13	0,43	4,25	8,49
17,5	12,5	198,47	19,45	0,10	62,67	18,31	0,29	3,39	8,96
17,5	Bloqueo	198,45	0,00	0,00	45,28	0,00	0,00	2,63	24,16
20	0	226,51	736,84	3,26	545,13	312,14	0,57	23,38	4,04
20	2,5	226,60	584,33	2,58	501,38	316,96	0,63	21,55	5,18
20	5	226,69	283,06	1,25	334,51	230,64	0,69	14,41	7,78
20	7,5	226,71	148,77	0,66	236,96	161,82	0,68	10,28	10,38
20	10	226,75	67,09	0,30	151,17	82,84	0,55	6,95	11,78
20	12,5	226,82	32,17	0,14	96,21	40,93	0,43	4,74	12,12
20	Bloqueo	226,79	0,00	0,00	69,87	0,00	0,00	3,67	29,98
22,5	0	254,78	883,69	3,48	738,31	486,38	0,66	28,58	5,26
22,5	2,5	254,81	695,73	2,74	770,13	529,89	0,69	29,88	7,27
22,5	5	255,00	501,85	1,97	662,14	475,44	0,72	25,57	9,04
22,5	7,5	255,04	213,25	0,84	378,13	277,88	0,73	14,93	12,44
22,5	10	255,00	110,77	0,44	274,77	175,89	0,64	11,64	15,15
22,5	12,5	254,79	53,28	0,21	190,73	93,01	0,49	8,78	16,64
22,5	15	255,04	31,33	0,12	149,09	55,34	0,37	7,32	16,83
22,5	Bloqueo	254,99	0,00	0,00	90,11	0,00	0,00	5,12	35,65

Tabla 23. Valores medios de las variables para los ensayos de la serie 5

APÉNDICE D:

ESTUDIO PARAMÉTRICO

D.1 Introducción

En el estudio paramétrico del sistema de transmisión, se realizaron simulaciones para un rango de valores de velocidades de entrada y pares de salida correspondientes al rango de funcionamiento de la transmisión de un vehículo.

Se muestran en este apéndice resultados de las simulaciones que no tuvieron cabida en el capítulo correspondiente. Este apéndice los muestra como estudio complementario al análisis allí realizado.

Los valores de velocidad angular de entrada para los que se realizaron simulaciones fueron 1000, 3000, 4500 y 6000 *rpm*. El primer valor de velocidad angular correspondía con una situación equivalente al ralentí de un vehículo dotado de motor de combustión, mientras que el último valor correspondía a su régimen máximo de giro.

Los valores de par resistente utilizados fueron 20, 50 y 100 *N·m*, que se corresponden con el rango de pares a los que se somete el sistema de transmisión de un vehículo.

Para cada conjunto de valores de los parámetros considerados se realizaron 12 simulaciones, de modo que cada vez que variaba el valor de alguno de los parámetros, cambiaba la configuración del sistema de transmisión y se realizarían de nuevo las 12 simulaciones, quedando caracterizado el sistema de transmisión para ese nuevo conjunto de valores de los parámetros.

D.2 Inercia de la corona

En el estudio paramétrico se mostraron las figuras correspondientes a la respuesta del sistema frente a inercia de la corona para distintas velocidades de entrada y con par resistente fijo. En este caso, para cada velocidad angular de entrada fijada, se muestra la respuesta del sistema frente a inercia de la corona para distintos pares resistentes.

Se muestra en la Figura 144 a Figura 147 dicha evolución para valores de la velocidad angular de 1000, 3000, 4500 y 6000 *rpm*, respectivamente.

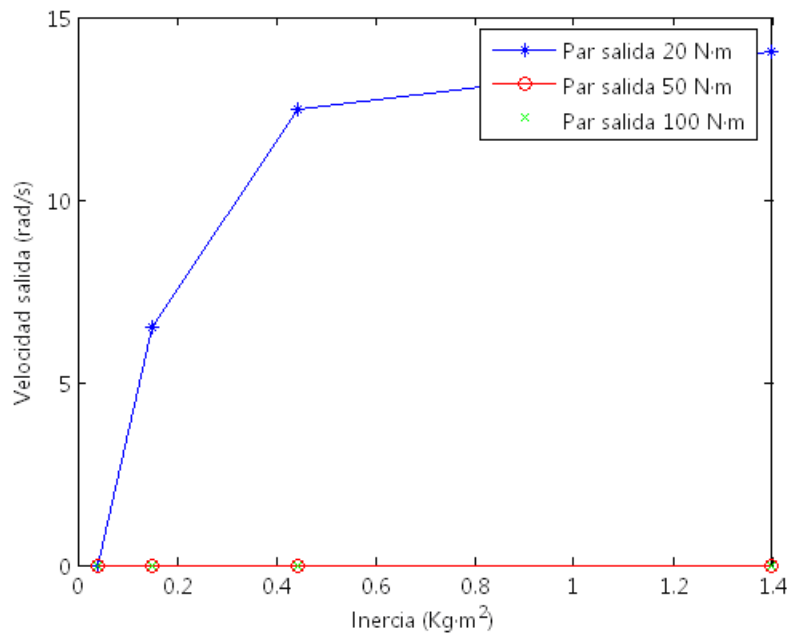


Figura 144. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para entrada a 1000 *rpm*

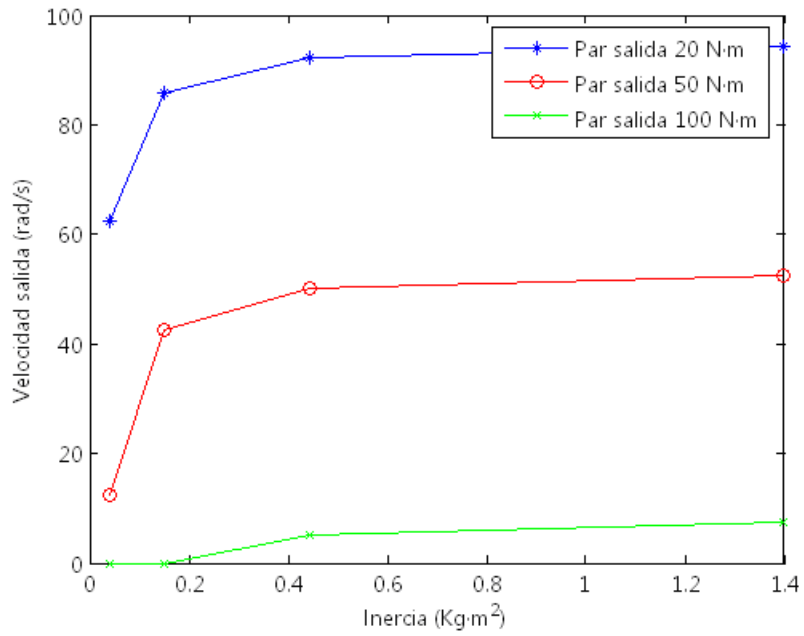


Figura 145. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para entrada a 3000 rpm

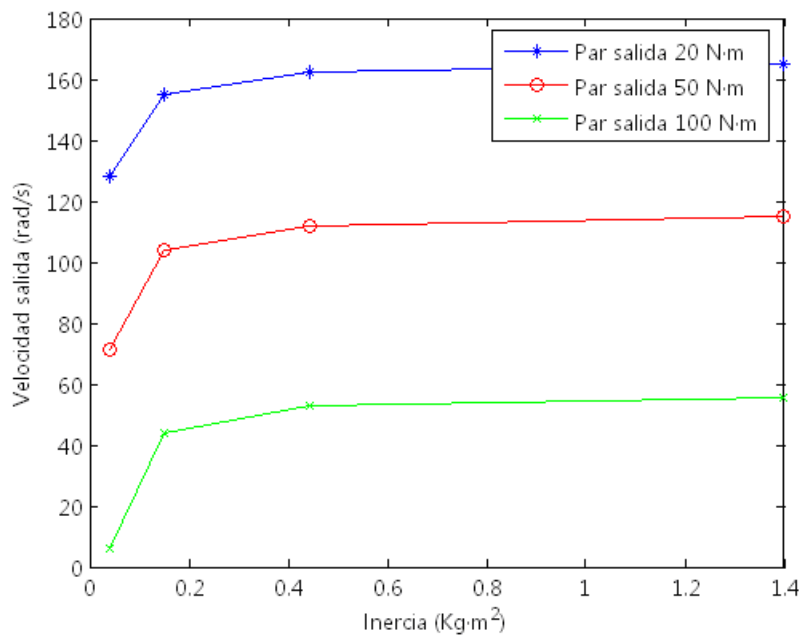


Figura 146. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para entrada a 4500 rpm

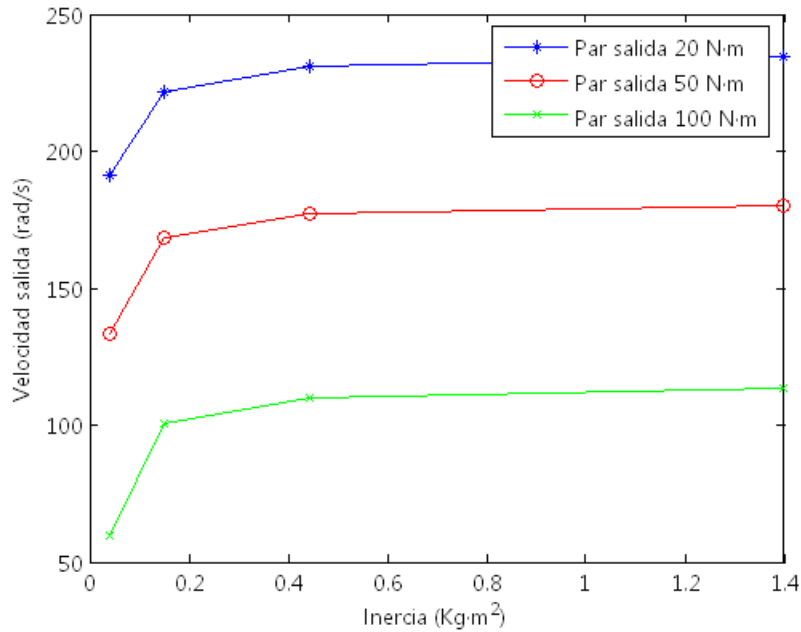


Figura 147. Velocidad media de salida frente a inercia de la corona para entrada a 6000 rpm

Las conclusiones generales que se extraen de las gráficas anteriores son las mismas que se obtuvieron en el capítulo correspondiente. Cabe destacar sin embargo que, para una velocidad de entrada de 1000 rpm, el sistema de transmisión solo tiene una velocidad angular de salida distinta de cero en el caso de que el par de salida sea 20 N·m, mientras que para pares superiores, 50 y 100 N·m, la velocidad angular de salida es nula. De esta forma, para mantener parado a un vehículo que portase este sistema de transmisión, en ralentí bastaría con ejercer una pequeña fuerza con el freno.

D.3 Radio del Planeta

En el capítulo correspondiente al estudio paramétrico, una vez fijada la inercia de la corona, se mostraron las gráficas de respuesta del sistema frente al radio del planeta para distintas velocidades de entrada y con par resistente fijo. En este caso, para cada par resistente fijado, se muestra la potencia transmitida por el sistema frente al radio del planeta para las distintas velocidades angulares de entrada consideradas.

Se muestra en la Figura 148 a Figura 151 dicha evolución para valores del par resistente de 50, 100, 150 y 200 N·m, respectivamente.

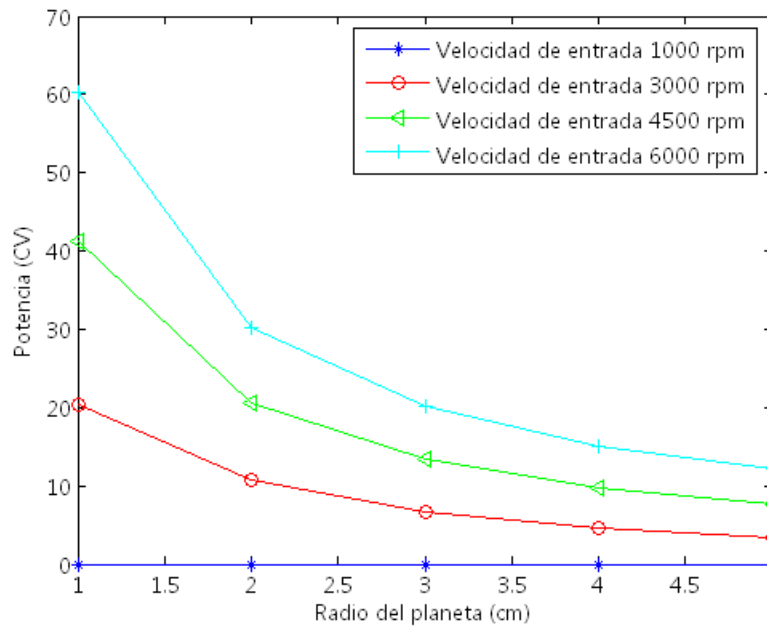


Figura 148. Potencia transmitida frente al radio del planeta para par resistente de 50 $N\cdot m$

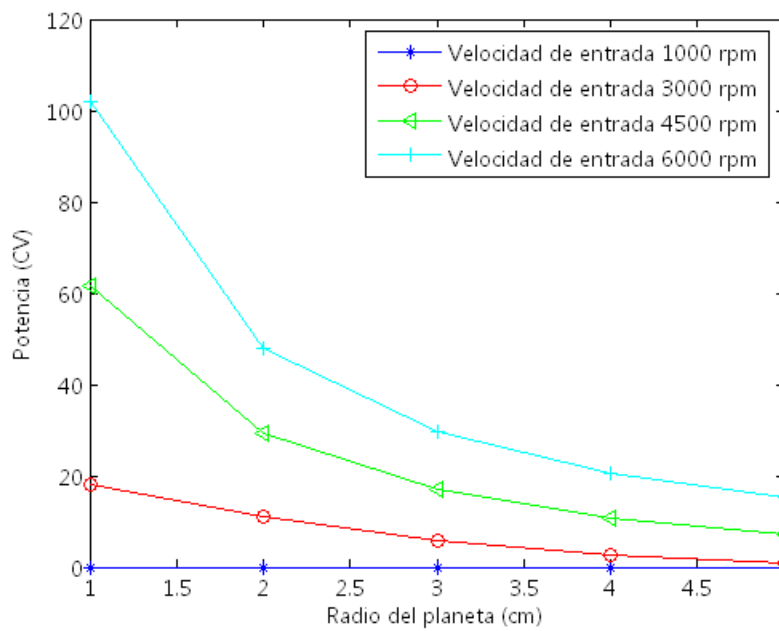


Figura 149. Potencia transmitida frente al radio del planeta para par resistente de 100 $N\cdot m$

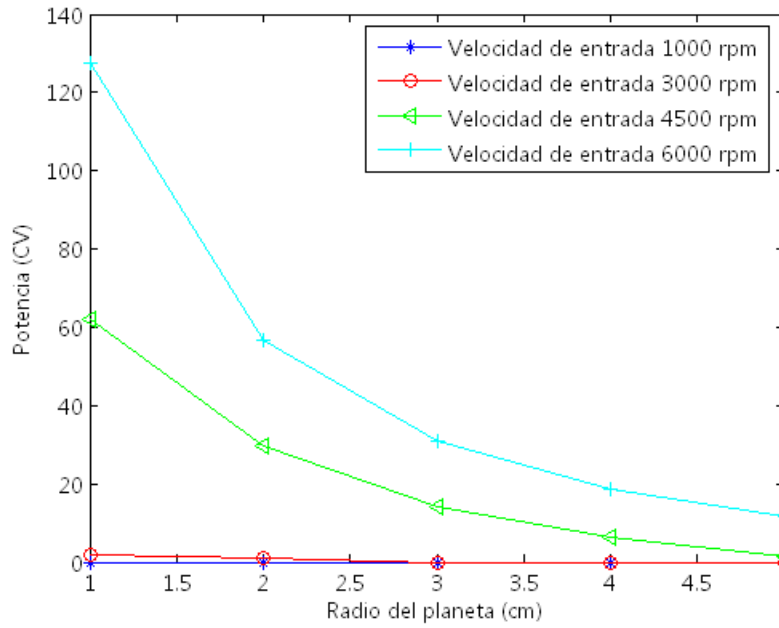


Figura 150. Potencia transmitida frente al radio del planeta para par resistente de 150 N·m

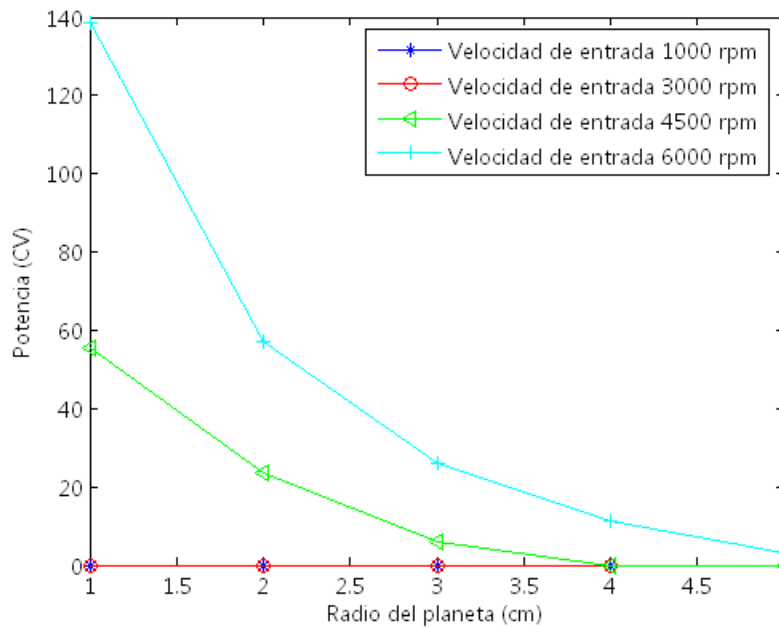


Figura 151. Potencia transmitida frente al radio del planeta para par resistente de 200 N·m

La evolución de la potencia transmitida respecto al radio del planeta mostrada en las gráficas anteriores, se corresponde con las evoluciones de velocidad angular de salida respecto al radio del planeta mostradas en el estudio paramétrico.

Se observa que para radios del planeta bajos las potencias transmitidas son altas, siendo el máximo valor obtenido en las simulaciones de en torno a 140 CV, para un radio del planeta de 1 cm, un par resistente de 200 N·m y a 6000 rpm correspondientes al considerado como régimen de entrada máximo del motor.

Una vez fijado el radio del planeta, se muestra en la Figura 152 la respuesta del sistema de transmisión frente al par resistente de salida para las distintas velocidades angulares de entrada utilizadas en las simulaciones.

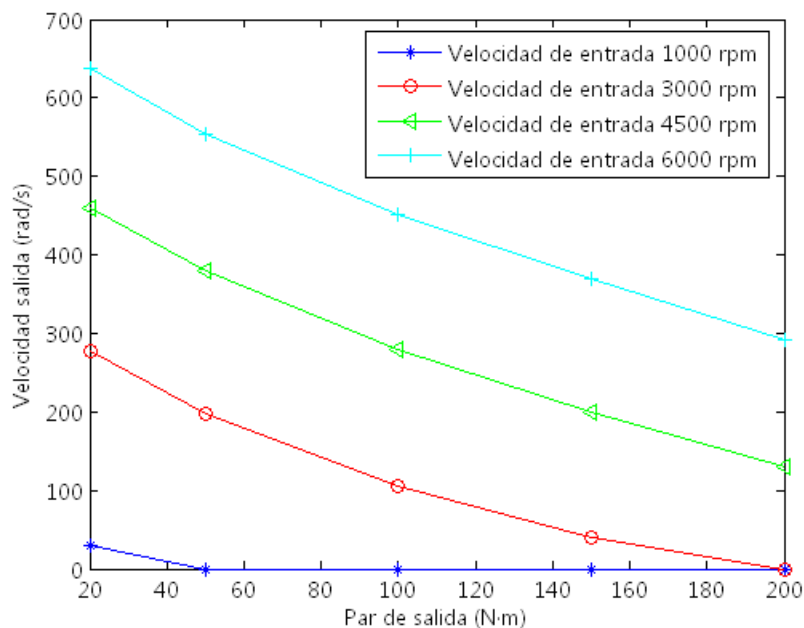


Figura 152. Respuesta frente a par resistente para distintas velocidades de entrada

Se aprecia que para 200 N·m, máximo par resistente considerado en las simulaciones y régimen máximo del motor, la respuesta del sistema se estabiliza en torno a un valor de 300 rad/s, valor éste que se correspondería con una velocidad de en torno a 100 km/h para un vehículo de tipo turismo.

Se muestra de igual forma, en la Figura 153, la potencia transmitida por el sistema de transmisión frente al par resistente de salida para las distintas velocidades angulares de entrada utilizadas en las simulaciones.

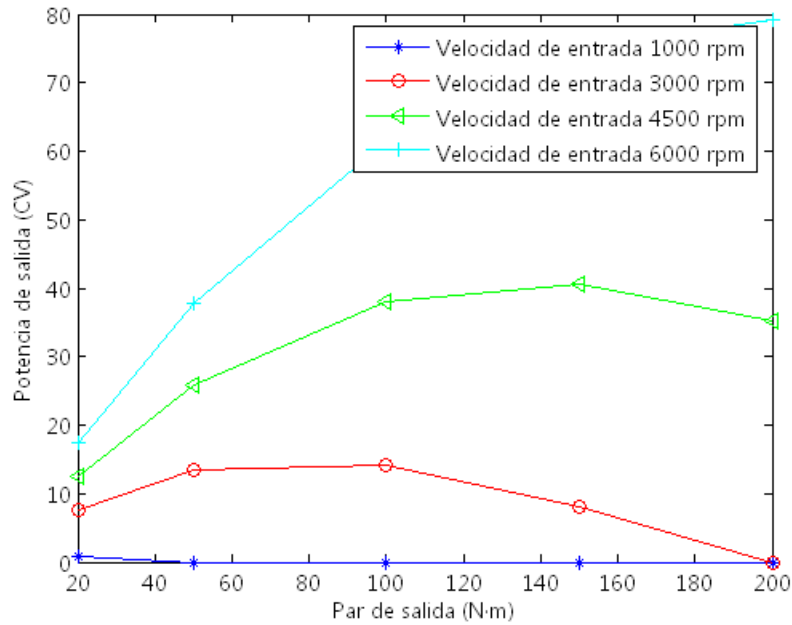


Figura 153. Potencia transmitida frente a par resistente para distintas velocidades de entrada

D.4 Relación entre los radios del piñón 4 y el piñón 6

En el estudio paramétrico, una vez fijadas la inercia de la corona y el radio del planeta, se mostraron, para cada par resistente fijado, las gráficas de respuesta del sistema frente al radio del piñón 4 para las distintas velocidades de entrada simuladas. En este caso, para cada par resistente fijado, se muestra la potencia transmitida por el sistema frente al radio del piñón 4 para las distintas velocidades angulares de entrada consideradas.

Se muestra en la Figura 154 y Figura 155 dicha evolución para valores altos del par resistente en el eje de salida, a saber, 100 y 200 $N\cdot m$ respectivamente.

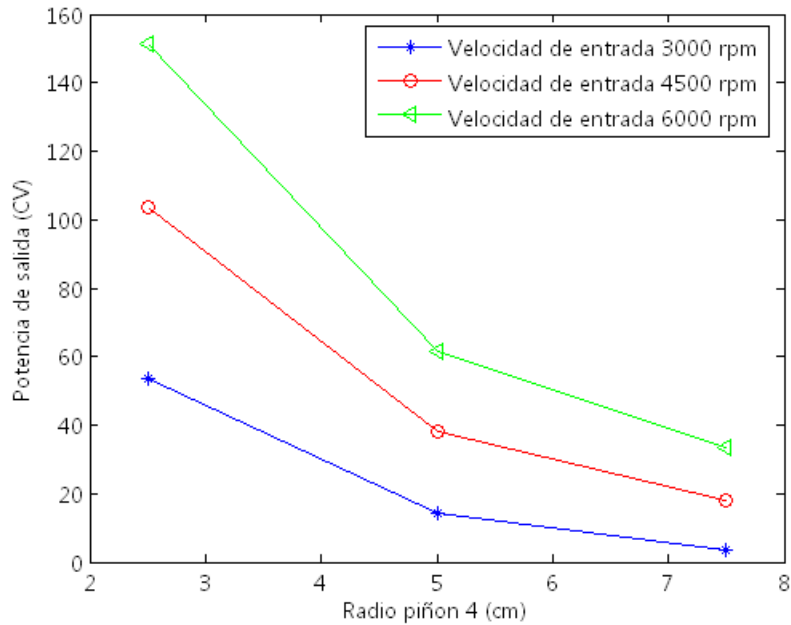


Figura 154. Potencia transmitida frente al radio del piñón 4 para par resistente de 100 $N\cdot m$

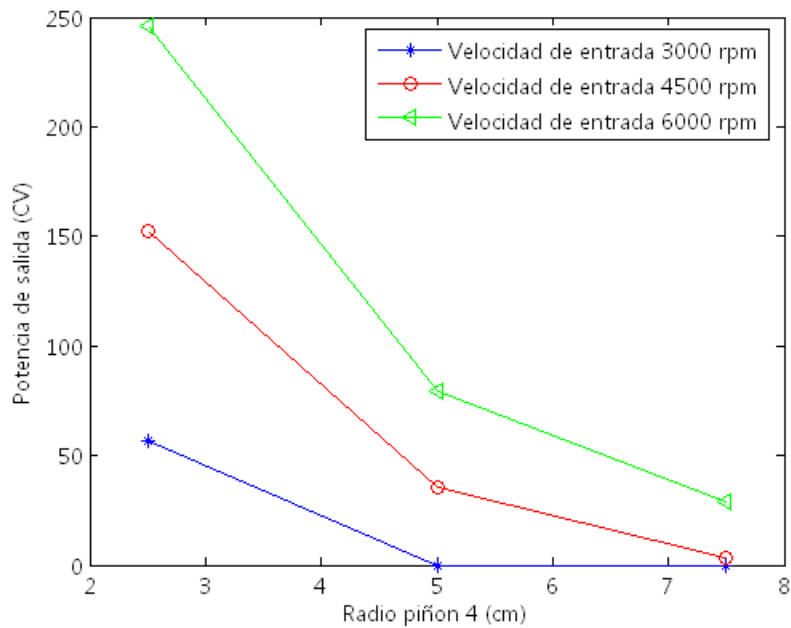


Figura 155. Potencia transmitida frente al radio del piñón 4 para par resistente de 200 $N\cdot m$

Se observa que se alcanzan grandes potencias transmitidas para velocidades angulares de entrada altas y radios del piñón 4 pequeños. En concreto, para un radio del piñón 4 igual a 2,5 cm , con velocidad angular de entrada de 6000 rpm y par resistente en el eje de salida de 200 $N\cdot m$ se transmite una potencia de 250 CV .

D.5 Multiplicación o reducción a la salida

Una vez fijados todos los demás parámetros en el estudio paramétrico, se mostraron, para cada velocidad angular de entrada fijada, las gráficas de respuesta del sistema frente al par resistente a la salida, para cada relación del engranaje de salida considerada. En este caso, para cada par resistente fijado, se muestra la respuesta del sistema de transmisión frente a la relación del engranaje de salida para las distintas velocidades angulares de entrada consideradas.

Los resultados obtenidos en las simulaciones se exponen en la Figura 156 a Figura 158, donde se muestra, respectivamente para cada par resistente fijado, la evolución de la velocidad angular con la relación del engranaje de salida, a velocidades angulares en el eje de entrada de 1000, 3000, 4500 y 6000 rpm.

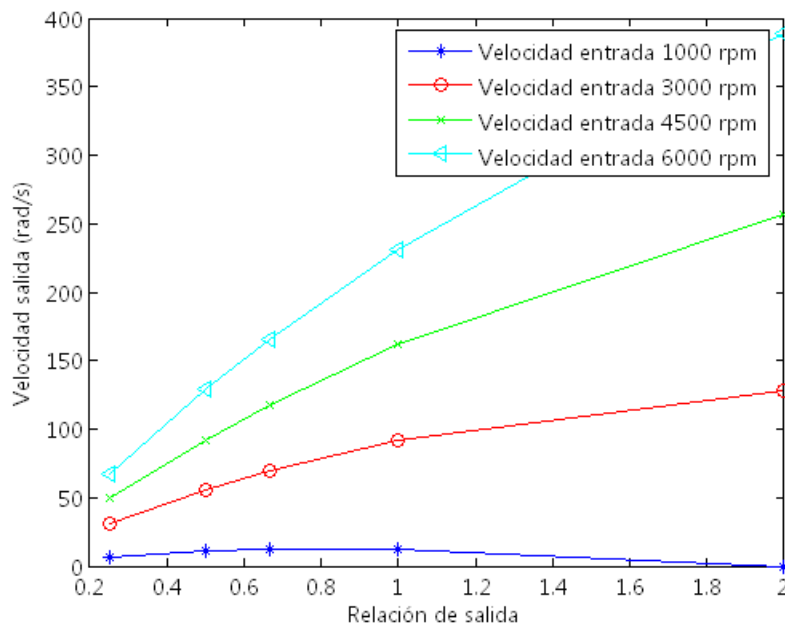


Figura 156. Respuesta frente relación de salida a par resistente de 20 N·m

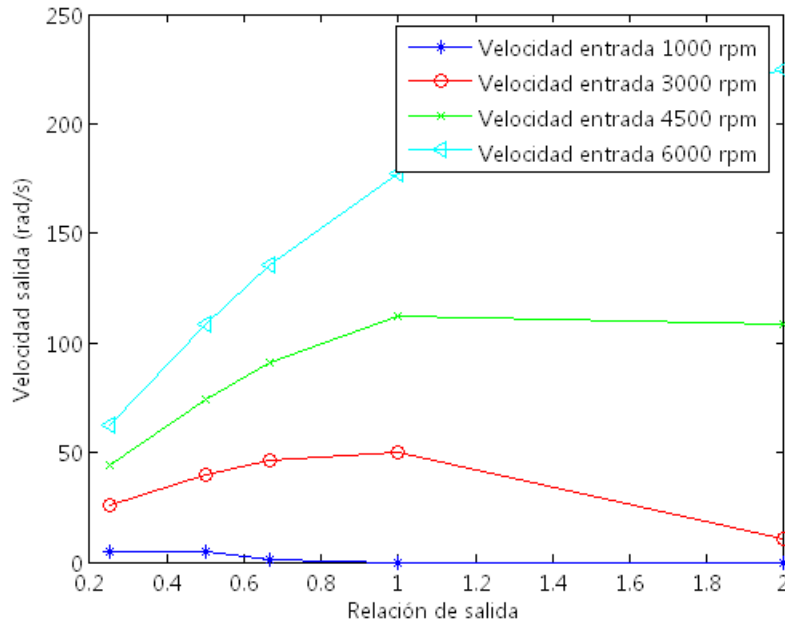


Figura 157. Respuesta frente relación de salida a par resistente de 50 $N\cdot m$

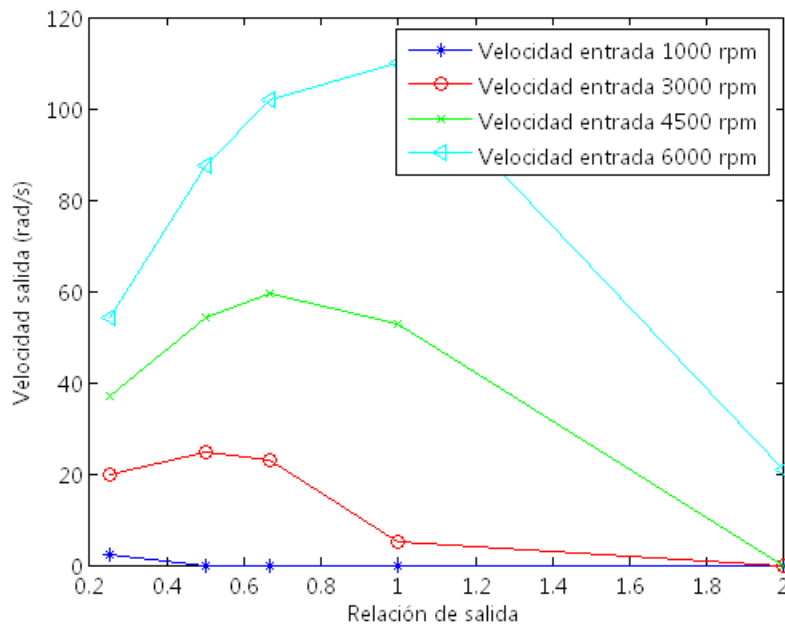


Figura 158. Respuesta frente relación de salida a par resistente de 100 $N\cdot m$

Las conclusiones obtenidas de las gráficas anteriores son similares a las expuestas en el capítulo correspondiente. Para pares de salida bajos, la respuesta del sistema mejora con una multiplicación en el engranaje de salida. Sin embargo, para pares medios y altos, la respuesta del sistema sería mejor en caso de utilizar una reducción en dicho engranaje.

PUBLICACIONES

Algunos de los resultados obtenidos en esta Tesis doctoral se encuentran recogidos en las publicaciones que se listan a continuación

PATENTES.

Benitez, F. G., Perez, F. B., Centeno, G., and Morales, F. J., 2008, “Sistema de Transmisión Continuamente Variable”, ES Patent P200803625.

Benitez, F. G., Perez, F. B., Centeno, G., and Morales, F. J., 2009, “Continuously Variable Transmission System”, PCT Patent PCTES20090001.

ARTÍCULOS EN REVISTAS.

Centeno, G., Morales, F., Perez, F. B., Benitez, F. G., 2010, “Continuous variable transmission with an inertia regulating system”, Journal of Mechanical Design. (Prevista su publicación en mayo de 2010)

