

MODELADO, SIMULACIÓN, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA NUEVA TRANSMISIÓN VARIABLE CONTINÚA

JHONY DE JESÚS LEYVA RICARDO



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas

Escuela de Ingenierías Eléctrica, Electrónica y Telecomunicaciones

Bucaramanga, Colombia

2011

MODELADO, SIMULACIÓN, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA NUEVA TRANSMISIÓN VARIABLE CONTINÚA

JHONY DE JESÚS LEYVA RICARDO
Ingeniero Mecánico



**Tesis presentada como requisito parcial para obtener el título de:
Magíster en Ingeniería Electrónica**

Director: Ph.D. Rodrigo Correa Cely
Grupo de Investigación CEMOS

Co-director: Ph.D. Jorge Chacón
Grupo de Investigación GIEMA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas
Escuela de Ingenierías Eléctrica, Electrónica y Telecomunicaciones
Bucaramanga, Colombia

2011

A la niña de mis ojos:
Mi querida esposa *Gisell Bernate*
A mis padres *Consuelo* y *Santiago*
A mis abuelos *Rosendo* y *Paulina*
A mis hermanos *Yuli* y *Miguel*
A todos mis tíos y tías

AGRADECIMIENTOS

A **Rodrigo Correa Cely**, director de este trabajo de investigación, por su apoyo constante e incondicional, su convicción y defensa continua y por sus valiosos y oportunos aportes.

A mis amigos y compañeros del **Grupo de Investigación CEMOS**, por su respaldo y colaboración.

Al Doctor **Adolfo León Arenas**, Decano de la Facultad de Fisicomecánicas, por brindarnos su apoyo incondicional en los momentos más importantes.

Al Doctor **Isnardo Gonzáles**, profesor ejemplar de la Facultad de Ingeniería Mecánica, por todos sus consejos y orientaciones. A todos aquellos profesores que durante mis épocas de pregrado y postgrado se esmeraron en brindar lo mejor de sí en mi formación tanto humana como profesional.

Al Ingeniero **Javier Fernando Arellanos**, Coordinador de Propiedad Intelectual de la Vicerrectoría de Investigación y Extensión, por depositar su fe en este proyecto.

A mis padres: **Consuelo Ricardo Guerra y Santiago Leyva Tovar**, por su confianza, amor y entrega, y porque con sus consejos y guía fundaron las bases más sólidas de mi personalidad. A mis hermanos, Yuli y Miguel, por su paciencia, comprensión y apoyo. A mis tías Gloria y Minelsa Ricardo, por apoyar desde la distancia mis estudios.

Y especialmente, a mi esposa: **Gisell Bernate**, por su constante lucha, amor y entrega, y por hacer que todo esto valiera la pena.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	18
1.ASPECTOS METODOLÓGICOS	21
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	21
1.2 JUSTIFICACIÓN	25
1.3 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	26
1.3.1 Objetivo general	26
1.3.2 Objetivos específicos	26
1.4 ALCANCE	26
1.5 METODOLOGÍA	26
2.MARCO TEÓRICO	28
2.1 PROBLEMÁTICA DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	28
2.2 TRANSMISIONES	30
2.2.1 Transmisiones manuales (MT)	30
2.2.2 Transmisiones automáticas (AT)	30
2.2.3 Transmisiones continuamente variables (CVT)	31
2.3 DE LAS TRANSMISIONES CONVENCIONALES A LAS TRANSMISIONES CONTINUAMENTE VARIABLES (CVT)	31
2.4 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS CVTs	34
2.4.1 CVTs a Fricción	34
2.4.2 CVTs Hidrostáticas	35
2.4.3 Ratcheting CVT	35
2.5 VENTAJAS DE LAS CVTs	36
2.6 TRENES DE ENGRANAJES EPICICLOIDALES	36
2.7 DISEÑO DE ENGRANAJES RECTOS	37
2.8 DISEÑO DE REDUCTORES SIN FÍN – CORONA	38
2.9 INGENIERÍA CONCURRENTE PARA EL DISEÑO DE PRODUCTOS	39

2.10	DISEÑO PARA X-BILIDAD (DESIGN FOR X)	41
2.11	ESFUERZO DE CONTROL Y ENERGÍA DE LA SEÑAL DE CONTROL	42
3.MARCO REFERENCIAL		43
3.1	SOBRE LAS CVTs Y LOS TIPOS DE CVTs	44
3.2	CVT TOROIDAL – NISSAN	45
3.3	CVT TOROTRAK – NISSAN	46
3.4	CVT DE POLEAS SEPARABLES	47
3.4.1	CVT Multitronic - AUDI:	48
3.4.2	CVT Xtronic – NISSAN:	48
4.ANÁLISIS DE LAS CVT ACTUALES Y PLANTEAMIENTO DEL NUEVO DISEÑO Y MODELADO		50
4.1	CLASIFICACIÓN DE LAS CVTs SEGÚN EL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	50
4.2	ANÁLISIS DE LAS TRANSMISIONES BASADAS EN FRICCIÓN	51
4.3	INCONVENIENTES TECNOLÓGICOS DE LAS CVTs ACTUALES Y SUS DESVENTAJAS	54
4.4	DISEÑO CONCEPTUAL DE LA TRANSMISIÓN VARIABLE CONTINUA	58
4.5	ESFUERZO DE CONTROL DE LA TRANSMISIÓN CVT TOROTRAK	62
4.6	ESFUERZO DE CONTROL DE LA NUEVA TRANSMISIÓN	63
4.7	MODELADO MATEMÁTICO Y SIMULACIÓN DEL PROTOTIPO DE LA NUEVA TRANSMISIÓN	65
4.7.1	Modelado del Tren de engranajes planetarios:	66
4.7.2	Modelado del Servomotor DC	68
4.7.3	Modelado del Motor Universal	71
4.7.4	Modelado del mecanismo sinfín – corona	74
4.7.5	Modelado de la Transmisión CVT	78
4.7.6	Simulación del prototipo de la Transmisión CVT	81
5.DISEÑO DEL EQUIPO PROTOTIPO DE LA TRANSMISIÓN		83
5.1	DISEÑO DEL TREN DE ENGRANAJES PLANETARIOS	83
5.2	DISEÑO DEL MECANISMO DE SINFÍN - CORONA	86
5.3	MODELADO EN SOLID EDGE DE LA TRANSMISIÓN DISEÑADA	91

5.4	DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS	93
	6.CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO E INSTALACIÓN EN UN BANCO DE PRUEBAS	95
6.1	CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO A ESCALA	95
6.2	TREN DE ENGRANAJES PLANETARIOS DE DOBLE ETAPA	96
6.3	SISTEMA IMPULSOR	97
6.4	MOTOR DE CONTROL	98
6.5	MECANISMO DE SINFIN CORONA	100
6.6	EJES, ELEMENTOS CONECTORES Y DE SOPORTE	100
6.7	ENSAMBLE DE LA TRANSMISIÓN	101
6.8	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL BANCO DE PRUEBAS	102
	7.PRUEBAS SOBRE EL PROTOTIPO	105
7.1	PRUEBAS PRELIMINARES SOBRE EL PROTOTIPO A ESCALA	105
7.1.1	Pruebas cinemáticas sobre el prototipo	105
7.1.2	Pruebas cinéticas sobre el prototipo	106
7.1.3	Respuesta dinámica del prototipo	108
7.2	PRUEBAS ESTÁTICAS SOBRE EL PROTOTIPO CONSTRUIDO	110
	8.CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	114
8.1	CONCLUSIONES	114
8.1.1	Sobre las características de la transmisión	115
8.1.2	Sobre las ventajas de la invención	115
8.1.3	Sobre las aplicaciones de la transmisión	116
8.2	RECOMENDACIONES	117
	REFERENCIAS	119
	ANEXOS	124

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Transmisión de torque mediante fuerza de fricción	23
Figura 2. Esquema cinemático de la cvt propuesta	24
Figura 3. Fuerzas presentes en la hélice del tornillo sinfín	25
Figura 4. Curva característica de un motor de combustión	30
Figura 5. Relaciones de transmisión discretas	32
Figura 6. Velocidad hipotética del auto para una velocidad del motor constante	32
Figura 7. Recorrido de la velocidad del motor entre marchas	32
Figura 8. Rendimiento volumétrico del motor de combustión	33
Figura 9. Curva de torque del motor de combustión	34
Figura 10. Cvts a fricción	35
Figura 11. Cvts hidrostáticas	35
Figura 12. Ratcheting cvt	36
Figura 13. Tren de engranajes planetarios	37
Figura 14. Tamaños de diente sugeridos	38
Figura 15. Esquema de una cvt tipo toroidal doble	46
Figura 16. Cvt torotrak	47
Figura 17. Esquema de una cvt tipo poleas v	47
Figura 18. Transmisión cvt - audi	48
Figura 19. Transmisión cvt – nissan	49
Figura 20. Cuadro resumen del estado del arte de las cvt	51
Figura 21. Comparación entre la fuerza normal y de fricción	52

Figura 22. Acople de dos mecanismos cvt	55
Figura 23. Combinación cvt y transmisión manual	55
Figura 24. Tren de engranajes epicicloidales	59
Figura 25. Relación de velocidades (r_v) en la cvt epicicloidal	61
Figura 29. Analogía con un sistema de palancas	64
Figura 30. Diagrama de fuerzas sobre el tornillo	65
Figura 31. Modelo virtual del prototipo de la transmisión	66
Figura 32. Tren de engranajes planetarios	66
Figura 33. Modelo simplificado del tren de engranajes planetarios	67
Figura 33. Modelo del tren de engranajes planetarios	68
Figura 34. Servomotor dc	69
Figura 35. Esquema interno del motor dc	69
Figura 36. Modelo del motor dc en simulink	70
Figura 37. Respuesta del modelo del motor dc	71
Figura 38. Circuito equivalente del motor universal	71
Figura 39. Curva de operación del motor universal	72
Figura 40. Curva de operación del motor universal	73
Figura 41. Modelado del motor universal	73
Figura 42. Respuesta dinámica del modelo del motor universal	74
Figura 43. Análisis de las fuerzas presentes en el mecanismo sinfín - corona	74
Figura 44. Modelado en simulink de la transmisión cvt	79
Figura 45. Modelo teórico de la transmisión cvt	80
Figura 46. Señal de salida del modelo de la transmisión cvt	80
Figura 47. Modelo virtual para la simulación del prototipo	82

Figura 48. Resultados de la simulación del modelo virtual	82
Figura 49. Flujo de potencias en la transmisión	83
Figura 50. Tren de engranajes planetarios	84
Figura 51. Optimización del espacio requerido por el tren de planetarios	85
Figura 52. Esfuerzo por flexión en ambos engranajes	86
Figura 53. Mecanismo sifín - corona	87
Figura 54. Proceso de diseño del mecanismo sinfín-corona	88
Figura 55. Ganancia de la cvt: relación de potencias	88
Figura 57. Esfuerzos por flexión en la corona	90
Figura 58. Esfuerzos por durabilidad en la corona	90
Figura 59. Modelado en solid edge de la transmisión	91
Figura 60. Despiece de los elementos de la transmisión	92
Figura 61. Banco de pruebas	93
Figura 62. Montaje de la transmisión en el banco de pruebas	94
Figura 63. Prototipo a escala de la transmisión	95
Figura 64. Tren de engranajes planetarios	97
Figura 65. Motor de corriente continua – potencia de entrada	97
Figura 66. Reducción de cadena de la etapa de entrada	98
Figura 67. Motor universal	99
Figura 68. Mecanismos sinfín – corona	100
Figura 69. Ejes, elementos conectores y de soporte	101
Figura 70. Ensamble de la transmisión	102
Figura 71. Prototipo de la transmisión	102
Figura 72. Estructura del banco de pruebas	103

Figura 73. Banco de pruebas de la transmisión	104
Figura 74. Sistema impulsor del prototipo a escala	105
Figura 75. Comportamiento cinemático del prototipo a escala	106
Figura 76. Torques presentes sobre el eje de planetarios	106
Figura 77. Pruebas sobre el prototipo a escala	107
Figura 78. Respuesta de la cvt a una entrada escalón en el motor ac	109
Figura 79. Respuesta de la cvt a una entrada escalón en el motor dc	110
Figura 80. Pruebas sobre el prototipo construido	111

LISTA TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Medidas de fuerza sobre el prototipo	108
Tabla 2. Relación experimental de los torques	108
Tabla 3. Resumen de los resultados	108
Tabla 4. Medidas de torque sobre los ejes de entrada y salida	111
Tabla 5. Medidas de torque sobre los ejes de control y salida	112
Tabla 6. Relación experimental de los torques	112
Tabla 7. Resumen de los resultados	112

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A: DESARROLLO DEL MODELO DE LA TRANSMISIÓN	124
ANEXO B: PRUEBAS DE CARGA SOBRE EL PROTOTIPO I	130
ANEXO C: PRUEBAS DE CARGA SOBRE EL PROTOTIPO II	132

RESUMEN

TÍTULO: MODELADO, SIMULACIÓN, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA NUEVA TRANSMISIÓN VARIABLE CONTINUA*

AUTOR: Jhony de Jesús Leyva Ricardo**

PALABRAS CLAVE: Transmisión variable continua (CVT), Transmisión convencional, Esfuerzo de Control.

DESCRIPCIÓN:

Existen cinco razones principales aceptadas a nivel mundial que justifican la investigación y desarrollo en transmisiones variables continuas (CVT): economía de combustible, disminución del impacto ambiental negativo, comodidad para el usuario, obtención del máximo rendimiento del motor en todo momento y simplicidad funcional. Los principales obstáculos a que se ha enfrentado el desarrollo de estas transmisiones han sido identificado claramente: requiere alta tecnología para su fabricación, nuevos materiales tanto de aleaciones metálicas como de lubricantes y por ende altos costos. Estos inconvenientes se presentan en la mayoría de diseños, puesto que la base de su funcionamiento es la fuerza de fricción. Este trabajo tiene como objetivo el modelado y diseño de una transmisión CVT basada en un nuevo concepto de diseño: una CVT basada en un tren de engranajes epicicloidales de doble etapa comandado por un reductor sinfín-corona. La metodología de trabajo planteada se enmarca dentro de la ingeniería concurrente, razón por la cual se plantea el desarrollo paralelo de la transmisión CVT automatizada mediante el desarrollo de dos tesis de maestría. Como resultado de estos trabajos se tendrá un prototipo de la transmisión propuesta con un sistema de control embebido y un banco de pruebas con un motor eléctrico.

*Trabajo de investigación

**Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Escuela de Ingenierías Eléctrica, Electrónica y Telecomunicaciones.
Director: PhD Rodrigo Correa Cely

SUMMARY

TITLE:MODELING, SIMULATION, DESIGN AND CONSTRUCTION OF A NEW CONTINUOUS VARIABLE TRANSMISSION*

AUTHOR:Jhony de Jesús Leyva Ricardo **

KEY WORDS:Continuously Variable Transmission (CVT), conventional transmission, control efforts.

DESCRIPTION:

There are five main reasons worldwide accepted that justify the research and development of continuously variable transmission (CVT): fuel economy, decrease of negative environmental impact, convenience for the user, maximizing the engine performance at all times and functional simplicity. The main obstacles faced by the development of these transmissions have also been clearly identified; require high technology for their manufacture, new materials, both alloys as lubricants and thus high costs. These drawbacks are present in most designs, since the basis of their operation is the friction force. This project aims at modeling and design of a CVT based on a new design concept: a CVT based on an epicyclical gear train led by two-stage worm gear reducer. The working methodology presented is part of concurrent engineering, which is why it raises the parallel development of automatic CVT transmission through the development of two master's theses. As a result of these studies we will have a prototype of the proposed transfer with an embedded control system and a series of tests.

*Thesis research

**Faculty of physical and mechanical engineering.School of Electrical, Electronics and Telecommunications.Director: PhD Rodrigo Correa Cely

INTRODUCCIÓN

Las fuentes de potencia motriz, como los motores eléctricos y los motores de combustión interna, son el motor de la tecnología actual. Sólo en el sector industrial cerca de un 70% de la energía eléctrica es consumida por los motores eléctricos que impulsan el complejo sistema de factorías moderno, ya sea en la forma de maquinaria automatizada, o de robots industriales [1]. Pero son los motores de combustión interna los que superan en número a todas las fuentes motrices y que representan un alto consumo de las reservas energéticas del mundo. Un informe de R. Gierkes para la revista KuBu revela que sólo en Alemania existen en circulación 45 millones de autos y que para el año 2020 se estima habrá en el mundo un total de 1000 millones. Los expertos ambientales temen por las consecuencias nefastas para el medio ambiente. En los EEUU, la Agencia de Protección del Ambiental (EPA) y el Departamento de Energía (DOE) se encuentran promocionando entre los consumidores políticas de ahorro de combustible [2], así como también, como lo comenta S. Plotkin, están solicitando al gobierno que apruebe unas nuevas políticas de ahorro de combustible más amigables con el medio ambiente [3].

Por si fuera poco, según los cálculos de los grandes consorcios petrolíferos las reservas actuales de petróleo sólo alcanzarán para otros cuarenta años más [2]. Esta situación ha llevado a casi todas las multinacionales fabricantes de autos invertir esfuerzos ingentes de investigación y recurso humano para encontrar una forma rentable de disminuir el consumo específico de combustible y el nivel de emisiones de CO₂. Se han obtenido grandes logros, por ejemplo según un ranking realizado por el 'Departamento de Energía de los Estados Unidos' citado por 'Green Car Congress' [4], Toyota ocupó el primer lugar con el 'Toyota Prius' con un record de 48 millas por galón (MPG), ubicándose con éste otros cuatro autos híbridos de otros fabricantes en los cinco primeros lugares. Sin embargo, esta tecnología es considerada por muchos científicos como de transición [2] debido al elevado costo de los vehículos y es por ello que las investigaciones en esta materia continúan. En algunos trabajos de investigación como el realizado por J. Flynn y H. Lee, se resaltan los trabajos realizados sobre las transmisiones variables continuas (CVT) como punto clave para encontrar un equilibrio entre el costo inicial del vehículo y los nuevos niveles de contaminación y ahorro de combustibles que serán exigidos [5, 6]. La razón de esto es que contienen menos sistemas que los requeridos en un auto híbrido

y que mantienen el motor de combustión en su punto operación óptimo. A pesar de esto, aún poseen serios problemas de confiabilidad [7].

Las investigaciones para resolver estas dificultades continúan y el mercado final de las CVTs continúa aumentando lentamente. Un informe presentado en el 2004 por Roger Schreffler revela que Japón es líder mundial en la fabricación de CVTs y que se está preparando para un gran incremento en ventas en los próximos cinco años. Sólo cuatro empresas suministran las CVTs a los principales fabricantes de automóviles japoneses: JATCO, Aichi Machina, Aisin AW y In-House. El informe muestra que la filial de NISSAN, JATCO, estimó un total de ventas entre 2 y 3 millones de unidades al finalizar el 2007, a diferencia de las 600.000 unidades vendidas en el 2002. La compañía también planeó en ese año extender su mercado hacia los Estados Unidos instalando una planta en Aguascaliente, México y posteriormente a China. El informe revela además que Toyota Motor Corp, Mazda Motor Corp, Zuzuqui Motor Corp y Honda Motor Corp también empezaron la producción de CVTs entre el 2001 y el 2002 [8].

Con el desarrollo de esta tesis de maestría se propone realizar la construcción de un nuevo prototipo de CVT para su montaje en un banco de pruebas con un motor eléctrico. La implementación de dicho banco será llevada a cabo mediante otro trabajo de maestría paralelo. Como resultado se tendrá una CVT con pocos elementos mecánicos utilizados, pero además con una notable diferencia en el costo de producción y/o fabricación debido al uso de únicamente elementos estándar en diseño de maquinaria como ejes, engranajes, rodamientos y tornillos sinfín.

Esta tesis forma parte de un '*proyecto macro*' presentado a la Vicerrectoría de Investigación y Extensión de la Universidad Industrial de Santander por el Grupo de Investigación en Control, Electrónica, Modelado y Simulación (CEMOS), el cual fue dividido en dos etapas. En la primera etapa se ataca el problema del diseño conceptual de una nueva transmisión, el modelado matemático para la fase de control y la construcción del prototipo. Se propone también una nueva técnica de diseño para X-bilidad, como parte de la Ingeniería Concurrente diferente a las técnicas convencionales: '*el diseño para la controlabilidad*'. Mediante esta técnica, el ingeniero que realizará el diseño mecánico tiene en cuenta el comportamiento dinámico del producto final pero desde una fase temprana

del diseño conceptual. De este modo, en el desarrollo de esta tesis de maestría se concentran esfuerzos en el diseño mecánico de tal manera que facilite la implementación de un sistema de control en la transmisión, estando aún en una fase inicial de generación de ideas preliminares. En la segunda fase, mediante el desarrollo de una segunda tesis de maestría, se toma el modelo matemático analizado en la primera parte y se le aplican diferentes técnicas de control avanzado para determinar la mejor respuesta dinámica de la transmisión.

CAPÍTULO 1

1. ASPECTOS METODOLÓGICOS

Dentro de los aspectos metodológicos se tratarán el objeto y problema de estudio, así como también el objetivo general y los objetivos específicos, la metodología implementada y la justificación para la realización de la presente investigación.

1.1 Planteamiento del problema

La razón del alto grado de impacto tecnológico que han tenido las CVTs recientemente, son los informes que Nissan ha presentado sobre el ahorro en combustible que se obtiene al reemplazar la transmisión convencional mediante una transmisión variable. Mientras que en una transmisión manual existen un par de engranajes acoplados todo el tiempo por cada relación de transmisión disponible, en una CVT se optimiza el uso de los componentes mecánicos y con los mismos elementos se pueden alcanzar no sólo las cinco velocidades presentes en las cajas manuales, sino un número infinito de velocidades. La CVT puede mantener cualquier velocidad de manera estable en un rango continuo entre la velocidad mínima y máxima permitida. Esta tecnología representa un gran atractivo para los compradores de autos, pues otorga un cierto sentido de libertad al conductor al poder conducir su automóvil a cualquier velocidad que desee. Al no requerir los continuos embragues y desembragues del motor para realizar los acoples entre los cambios escalonados de una caja manual, se está evitando una gran pérdida de energía calórica generada por las grandes fuerzas de presión presentes entre el disco de embrague y el volante del motor. Este acople mediante embrague se requiere para que se puedan aplicar sin mucho esfuerzo los diferentes cambios y para ir transmitiendo la fuerza y la velocidad gradualmente a las llantas al arrancar. En el arranque, las llantas se encuentran en reposo, pero la relación de transmisión finita en la caja manual no permite una velocidad cero para una velocidad del motor dada y por lo tanto al aplicar la primera velocidad en la caja, se tendrá la mínima velocidad en la salida, pero esta no será lo suficientemente pequeña y siempre existirá un salto diferencial en la velocidad.

Pero no todo en la CVT es positivo, algunas de ellas funcionan con el principio de la fricción, es decir, requieren para la transmisión del torque el contacto directo entre dos o más superficies conllevando ello a un desgaste. Para aliviar este problema, donde no solamente existe la potencial aparición de pequeñas partículas provenientes del desgaste superficial sino de muy altas temperaturas que modifican las propiedades termomecánicas de los componentes, se requiere de la presencia de lubricantes altamente especializados. Uno de los casos de mayor difusión es el reportado por la BBC de Londres en 1999 [9], donde se menciona cómo los Japoneses invirtieron mas de 20 años en desarrollar una CVT que requirió la creación de nuevos materiales y tratamientos superficiales que al final generó un producto de muy alto costo para aplicación en nuestros días. Otra desventaja de las CVTs que están siendo aplicadas en los automóviles más modernos, es que no permiten una relación de transmisión infinita y por ello, también requieren el uso del embrague al momento de arrancar. Además, algunas tienen un limitado rango de variación de velocidad y en estos casos es necesario colocar dos CVTs en cascada. Cuando esto no es suficiente, algunos fabricantes ofrecen una solución híbrida que contiene una caja convencional y una CVT. La CVT aporta el rango continuo de variación de la velocidad, mientras que la caja manual establece el punto inicial de variación, lo que en conjunto, ofrece un mayor rango continuo de variación. Sin embargo estas soluciones tienen la desventaja de incrementar los costos del vehículo. En lugar de usar una transmisión, usan dos; muchas veces este incremento no llega a justificar el ahorro de combustible alcanzado al comprar un vehículo con una CVT.

Por otra parte, algunas propuestas de CVTs son tecnológicamente exigentes. Constan de componentes mecánicos con geometrías complejas que requieren para su fabricación de materiales especiales y de procesos de fabricación sofisticados. Esto tiene una doble implicación en el costo, no solamente se aumenta el costo inicial debido a una transmisión de tecnología más avanzada, sino que además incrementan los costos de operación y/o mantenimiento, ya que cada componente de estas CVTs necesariamente será más costoso debido a las razones ya explicadas y a que no tendrá una industria de fabricación en serie montada como las demás cajas de cambio.

A partir de una observación analítica del estado del arte, se identificaron dos problemas importantes presentes en las transmisiones continuamente variables. El primero es el concepto de diseño en el que se basan: utilizan grandes fuerzas de presión para juntar

dos elementos metálicos y de esta manera poder transmitir mediante fuerza de fricción el torque necesario para impulsar el automóvil (Fig. 1).

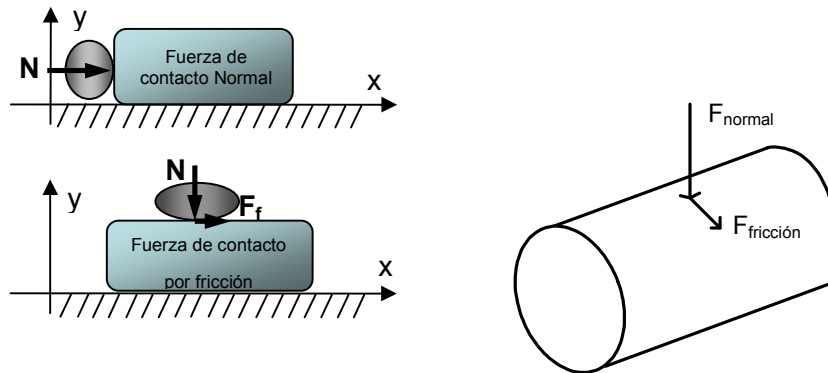
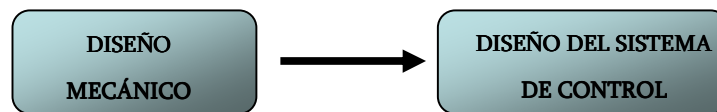


Figura 1. Transmisión de torque mediante fuerza de fricción

El segundo problema se encuentra en el proceso global de diseño: las fases de diseño mecánico y de ingeniería de control se encuentran aisladas, esto es, se realizan de manera independiente y en forma secuencial:



De esta manera, el ingeniero mecánico propone una solución, como las del caso toroidal o de poleas separables, en la que se requieren grandes fuerzas para mover los elementos en contacto. Consecuentemente, el ingeniero de control se ve obligado a usar un sistema de control hidráulico para ejercer un control de la relación de transmisión adecuado. Como resultado de este proceso de diseño aislado, al realizar las pruebas finales de eficiencia, se obtiene una CVT menos eficiente aún que las transmisiones convencionales.

Para solucionar este problema, se planteó como hipótesis de esta investigación usar un modo de transmisión de fuerza de empuje o contacto normal mediante un enfoque de diseño diferente: se propone realizar el diseño de forma paralela teniendo en cuenta las especificaciones de diseño mecánico como seguridad de los componentes, eficiencia mecánica y espacio requerido junto a las especificaciones de la etapa de control, como el

esfuerzo de control requerido o la energía gastada por el actuador que varía la relación de transmisión. Para ello, se propone realizar el diseño bajo el marco de la ingeniería concurrente y tomando como referencia el método de diseño: “*diseño para X-bilidad*”. Se propone también una nueva técnica, diferente a las convencionales: diseño para controlabilidad, que consiste en concentrar esfuerzos en el diseño para facilitar el control de la transmisión estando aún en la fase conceptual.

La transmisión propuesta consiste de la combinación de un sistema de engranajes planetarios con un reductor sinfín-corona (Fig. 2).

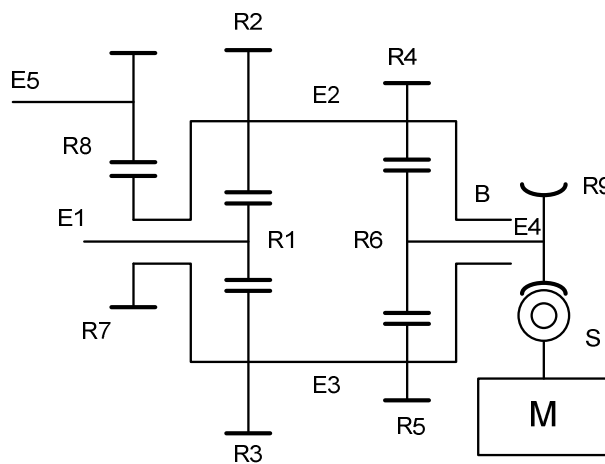


Figura 2. Esquema cinemático de la CVT propuesta

La entrada de potencia se realiza a través del eje E1, la salida es por el eje E5 y el control de la relación de transmisión se ejerce en el eje E4 por medio del motor de control M y a través del reductor sinfín-corona R9 y S.

Se propone realizar un análisis de las fuerzas presentes en el tornillo sinfín y encontrar el ángulo de hélice para el cual la componente tangencial de la fuerza neta en el tornillo sea cero o la mínima (Fig. 3).

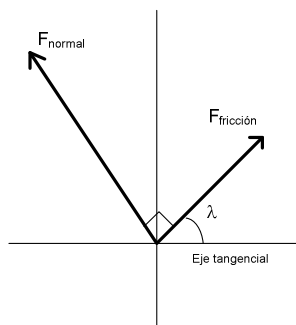


Figura 3. Fuerzas presentes en la hélice del tornillo sinfín

Para ello, la fuerza tangencial considerable presente en la corona es redireccionada por medio del tornillo sinfín axialmente hacia la carcaza (F_{normal}). Además, como resultado del deslizamiento en el mecanismo sinfín, aparece una fuerza de fricción $F_{fricción}$, la cual depende de la velocidad de deslizamiento, la lubricación y del coeficiente de fricción de los materiales. Para la realización de esta estrategia se requiere realizar el modelado previo del sistema completo, encontrar la potencia de control y agregarlo a las ecuaciones de diseño mecánico. Se obtiene una expresión matemática para la potencia necesaria para mover el eje del tornillo sinfín en función del ángulo de hélice y se selecciona un ángulo de avance λ para el cual se anule o se minimice la componente tangencial de la fuerza neta. De esta forma, se consigue minimizar el torque presente en el tornillo sinfín y de esta forma, la potencia y el esfuerzo de control que debe ejercer el motor, sin descuidar la eficiencia, la minimización del espacio requerido y la seguridad en el diseño, todo esto desde la fase conceptual inicial.

1.2 Justificación

Según el banco de patentes de esp@cenet, en Latinoamérica sólo existen 15 resultados de patentes relacionados con CVTs [10], de los cuales 8 corresponden a propuestas de nuevas correas para las CVTs por poleas de diámetro variable, una referente a sistemas de control para CVT cuyo solicitante es TOROTRAK DEV LTDA y sólo dos patentes que proponen un nuevo diseño, ambas registradas en Brasil. Una de ellas, inventada por J. Naude, en realidad fue desarrollada en South Africa por Barloworld CVT Technologies y fue galardonado por la fundación suiza de la ciencia internacional [IFS] con el premio a la innovación [11,12, 13].

A este respecto, queda resumido el desarrollo investigativo en Latinoamérica sobre la reciente tecnología de las CVTs, el cual es considerado por FlynnJulie [14] como un punto clave para lograr las políticas de ahorro de combustible y una disminución del impacto negativo del automóvil sobre el medio ambiente.

Paralelamente al desarrollo de la propuesta de tesis, los dos autores de las tesis de maestría referentes a este proyecto junto con el director del proyecto se encuentran

trabajando en la elaboración de una 'solicitud de patente de invención' a nombre de la Universidad Industrial de Santander para proteger los derechos de explotación de esta invención. Esto constituye una forma de consolidar el grupo de investigación CEMOS de la Escuela de Ingeniería Eléctrica, Electrónica y Telecomunicaciones y un aporte al desarrollo de las actividades de Investigación y Extensión de la Universidad.

1.3 Objetivos de la investigación

Los objetivos del proyecto de investigación se componen de un objetivo general y de tres específicos.

1.3.1 Objetivo general

Modelar, diseñar e implementar un sistema de variación de la velocidad utilizando un nuevo concepto de CVT.

1.3.2 Objetivos específicos

- Realizar el modelado y simulación del tren de potencia CVT-motor eléctrico que permita evaluar el desempeño de la transmisión.
- Diseñar los componentes mecánicos de la nueva transmisión variable continua para su implementación.
- Construir un prototipo de la nueva transmisión variable continua diseñada y contrastar su desempeño con resultados teóricos.

1.4 Alcance

Como alcance de esta propuesta se tienen:

- Realizar la simulación del comportamiento de la CVT para cuando es acoplado a un motor eléctrico.
- Disponer del prototipo de una transmisión CVT novedosa cuyas características puedan ser simuladas y verificadas experimentalmente.

1.5 Metodología

La metodología que se propone es utilizar algunos criterios y herramientas de la 'Ingeniería Concurrente' para atacar las diferentes fases del diseño. Esta filosofía permite que los diseñadores tengan en cuenta desde su fase inicial en el diseño y concepción del producto todos o algunos de los aspectos de la vida útil del mismo, desde el proceso de fabricación, hasta el reciclaje y retiro. Se basa a menudo en el uso de simulación para

realizar pruebas al diseño aún antes de construirlo, así como también se tienen en cuenta en el diseño otros aspectos de los demás frentes de trabajo, como son la instrumentación y la automatización. Se propone usar la técnica “Diseño para X-bilidad”, teniendo en cuenta los siguientes criterios de diseño simultáneamente: Fabricabilidad, Mantenibilidad y Controlabilidad. Esto otorga varias restricciones en el diseño, como por ejemplo, usar en lo posible elementos que requieran para su fabricación de máquinas comunes y/o procesos económicos, usar repuestos de otras máquinas como elementos de diseño que aprovechen la infraestructura y el costo que representa una disposición de fabricación en serie ya montada y minimizar los requerimientos de potencia del actuador de control.

Para comprobar la validez de las suposiciones e hipótesis planteadas en la propuesta de maestría, se propone realizar:

- Realizar la simulación de la dinámica del motor y de la CVT mediante la herramienta de análisis de sistemas dinámicos desarrollada por el grupo SIMON de Ingeniería de Sistemas: Evolucion 4.0.
- Realizar el diseño automatizado de los componentes mecánicos de la transmisión mediante el paquete de resolución de ecuaciones: TK Solver® versión estudiante, basado en los resultados de la simulación previa.
- Construir un prototipo de la CVT que pueda ser acoplado a un banco de pruebas para la evaluación del rendimiento mecánico de la transmisión.

Esta estrategia se justifica debido a que la simulación minimiza los costos de diseño, ya que no impone limitantes en cuanto al tipo y número de sensores que se pueden instalar, las configuraciones de prototipos que se pueden evaluar y debido a que permite la corrección oportuna de fallas prematuras en el diseño de los elementos antes de construirlos.

CAPÍTULO 2

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Problemática de los motores de combustión interna

Desde sus orígenes, el motor de combustión interna alternativo (MCIA) trajo consigo una racha de mala eficiencia. Por ejemplo, en 1980 en Inglaterra, el motor de AkroydStara desarrollaba una potencia de 5 caballos de vapor (C.V.) a 125 rpm con un rendimiento del 13.3%. No fue sino hasta el nacimiento del motor Diesel que en 1987 se alcanzó un rendimiento hasta de un 26.2% con un motor de 20 C.V. a 172 rpm. En la actualidad, los ingenieros luchan por acercar la eficiencia del motor de combustión a la eficiencia ideal establecida por Carnot (Ec. 1):

$$\eta_{teórica} = 1 - \frac{Q_{cedido}}{Q_{aportado}} = 1 - \frac{T_{mínima}}{T_{máxima}} \quad (\text{Ecuación 1})$$

Dadas las limitaciones en cuanto a materiales, la temperatura máxima permitida en una MCIA es alrededor de 2500 K, por lo tanto, el límite teórico del rendimiento es del 88%. Sin embargo, los valores reales alcanzados están muy por debajo de este valor teórico. El rendimiento efectivo del motor de combustión de encendido provocado (MEP), o motor a encendido por chispa, se encuentra en este momento entre un 26% y un 32%, mientras que para los motores de encendido por compresión (MEC), o motores DIESEL, la eficiencia puede alcanzar de un 30% a un 50%.

Aparte de la condición impuesta por la Segunda Ley de la Termodinámica (no puede existir una máquina térmica con solamente la fuente de calor), la cesión de energía calórica en un MCIA obedece a exigencias de tipo mecánico, es decir, por la necesidad de mantener acotada la temperatura de trabajo de los elementos que componen el motor compatible con una lubricación apropiada y dilataciones moderadas. Por ello, es necesaria la refrigeración para garantizar su funcionamiento viable, lo cual trae como consecuencia mayor cesión de calor, menor temperatura del gas y menores valores medios de presión en el cilindro.

Además de la refrigeración, en el motor de combustión se presentan las siguientes pérdidas:

- Pérdida debido a una mala eficiencia de combustión, combustión incompleta o en forma de combustible no quemado.
- Pérdida por fricción mecánica y fricción viscosa.

- Pérdida por bombeo de los gases de admisión.
- Pérdida por bombeo del refrigerante.
- Pérdida por el accionamiento de sistemas auxiliares como el árbol de levas, diafragma, etc.
- Pérdida por la energía calórica de los gases de escape.

Sin embargo, estos motores continúan siendo extensamente utilizados, especialmente en su aplicación en vehículos. La razón es que permiten emplear combustibles con una elevada densidad de energía, con lo que se consigue gran autonomía del vehículo dada una cierta capacidad de almacenamiento.

Si bien es cierto que los MEC poseen mayores eficiencias, debido a una mayor temperatura de trabajo, también presentan serios inconvenientes, ya que a estas temperaturas se forman óxidos de nitrógeno. Esto ha alarmado a las autoridades ambientales y ha ubicado no sólo a los MEC sino también a los MEP como fuentes de alta emisión de gases contaminantes. Cada vez es más restrictiva la legislación con respecto a las emisiones de sustancias nocivas en los vehículos y también con respecto al consumo específico de combustible. La situación de los MCIA no es fácil en la actualidad y se han vuelto más importantes los esfuerzos de investigación y desarrollo para encontrar soluciones a estos problemas [15].

Una solución que se ha tomado en consideración últimamente se deriva de que si bien el motor presenta una baja eficiencia, no es un ente estático sino dinámico y como se observa en la Fig.4, presenta zonas de mejor funcionamiento que otras. Las investigaciones se han enfocado en la etapa de la transmisión para dar una solución alternativa a este problema, como se mostrará en el siguiente apartado.

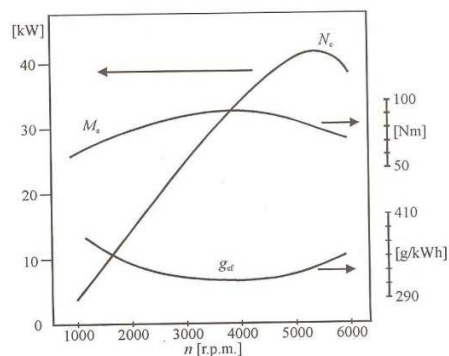


Figura 4. Curva característica de un motor de combustión¹

2.2 Transmisiones

En los vehículos, la caja de cambios o caja de velocidades es el elemento encargado de acoplar el motor y el sistema de transmisión con diferentes relaciones de engranes, de tal forma que la misma velocidad del cigüeñal puede convertirse en distintas velocidades en las ruedas. El resultado en la ruedas de tracción generalmente es la reducción de velocidad e incremento del torque. La caja de cambios tiene la misión de reducir el número de revoluciones del motor e invertir el sentido de giro en las ruedas, cuando las necesidades de la marcha así lo requieren. Va acoplada al volante de inercia del motor, del cual recibe movimiento a través del embrague. Acoplado a ella va el sistema de transmisión.

En la actualidad existen varios tipos de transmisiones: las manuales, las automáticas y las continuamente variables.

2.2.1 Transmisiones manuales (MT)

Tradicionalmente se denominan transmisiones manuales a aquellas que se componen de elementos estructurales (carcasas y mandos) y funcionales (engranajes, ejes, rodamientos, etc.) de tipo mecánico. En este tipo de transmisiones la selección de las diferentes velocidades se realiza mediante mando mecánico, aunque éste puede estar automatizado.

Las MT son las más comunes en los carros hoy en día. Estas transmisiones solamente permiten un conjunto de relaciones de engranajes fijas. Usualmente las MT disponen de 5 relaciones de velocidad, aunque existen cajas con hasta 6 o 7 velocidades.

2.2.2 Transmisiones automáticas (AT)

Una transmisión automática es una caja de cambios de automóviles u otros vehículos que puede cambiar la relación de cambio automáticamente a medida que el vehículo se mueve, liberando así al conductor de la tarea de cambiar de marcha manualmente.

En los Estados Unidos la mayoría de los vehículos vendidos desde los años 1950 montaban una transmisión automática, a diferencia de lo que ocurre en Europa y en la

¹ Tomado del libro "Motores de automóvil" de M.S. Jovaj. 1 ed. URSS: Ed Mir, 1977. 655 p.

mayoría del resto del mundo. Las transmisiones automáticas, especialmente las más antiguas, empeoran el consumo de combustible y la potencia entregada. Donde el combustible es caro y, por tanto, los motores suelen ser pequeños, estas penalizaciones son insalvables. En los últimos años, las transmisiones automáticas han mejorado significativamente su capacidad para mejorar los consumos, pero las transmisiones manuales siguen siendo en general más eficientes. Esta situación puede invertirse definitivamente con la introducción de transmisiones variables continuas.

2.2.3 Transmisiones continuamente variables (CVT)

El sistema de transmisión continuamente variable, o CVT como son conocidos, es un sistema de transmisión automática en el que se permite fijar el régimen del motor más adecuado, según las necesidades de conducción en cada momento, y variar de forma continua la relación de transmisión. Es decir, se fija la potencia de salida del motor (par motor y velocidad de giro del cigüeñal fijas) y mediante la CVT se cambia la relación entre la velocidad de giro de las ruedas y la velocidad de giro del motor según sea necesario. Este cambio de velocidad irá acompañado de un cambio del par de las ruedas motrices, mientras que el punto de funcionamiento del motor no se mueve.

Recientemente los fabricantes han empezado a vender transmisiones variables continuas. A pesar que los prototipos de estos sistemas de transmisión existen desde hace décadas, es ahora cuando están alcanzando la viabilidad comercial. Este tipo de transmisión deriva de la transmisión de fricción de las primeras décadas del siglo 20. El desarrollo reciente se originó en un emprendimiento de NSK en la década de 1980. Posteriormente se agregó Nissan, que junto a NSK y una importante compañía de lubricantes japonesa lograron resultados satisfactorios.

2.3 De las transmisiones convencionales a las transmisiones continuamente variables (CVT)

Una transmisión convencional es en esencia una constante multiplicativa o una ganancia, con la salvedad que internamente permite variar el valor de esta ganancia de forma discreta (Fig. 5):

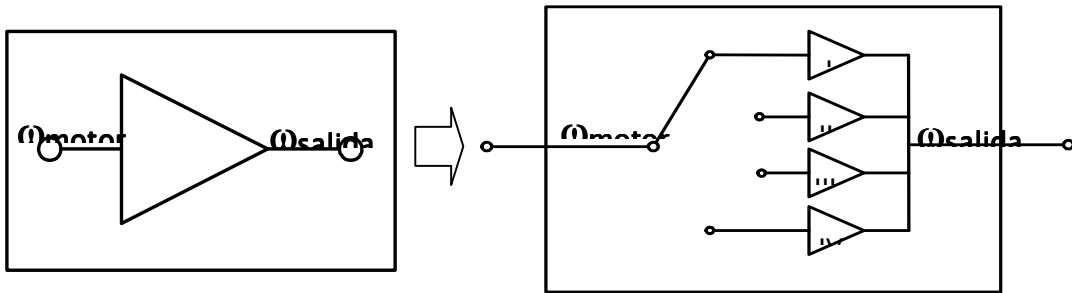


Figura 5. Relaciones de transmisión discretas

De este modo, si aplicamos las relaciones discretas de ganancia secuencialmente en el tiempo con una velocidad constante de entrada del motor de ω rpm, obtendríamos una velocidad en el automóvil como en la Fig.6:

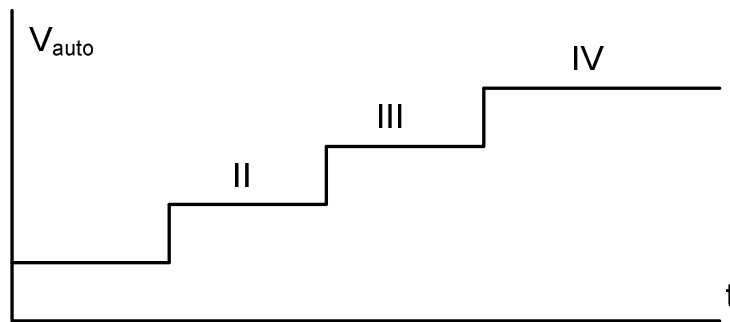


Figura 6. Velocidad hipotética del auto para una velocidad del motor constante

Esto sería físicamente imposible, dada la gran inercia que posee la masa del vehículo. Para conectar una velocidad de marcha con la siguiente, es necesario realizar un barrido en la velocidad del motor (Fig. 7):

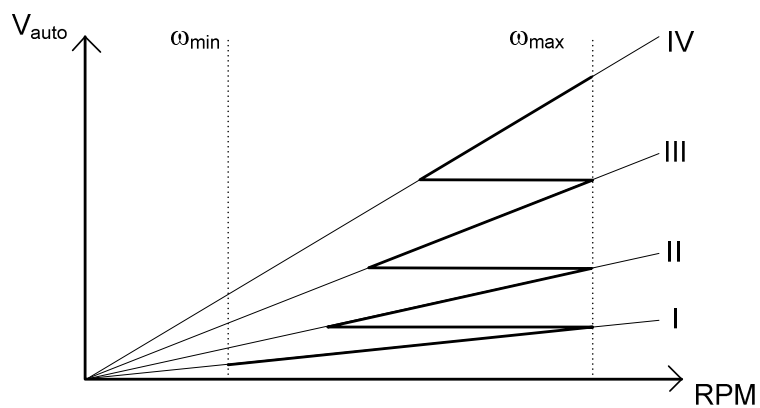


Figura 7. Recorrido de la velocidad del motor entre marchas

A medida que la velocidad del auto aumenta, el motor deberá recorrer los trayectos horizontales en la gráfica para ir de una marcha a la siguiente y para que el vehículo no sufra aceleraciones bruscas.

Esto trae como consecuencia que el motor puede caer en dos zonas de operación deficientes; por una parte, a elevadas velocidades el motor presenta cortos períodos de aspiración y se ve comprometida la potencia debido a una mala eficiencia volumétrica (Fig. 8):

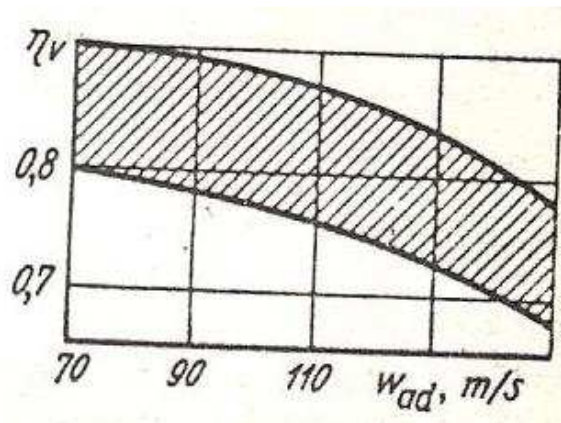


Figura 8. Rendimiento volumétrico del motor de combustión²

Por otro lado, en la zona de bajas velocidades el motor tiene un comportamiento inestable. Esto puede notarse en la Fig.9. En esta zona el motor presenta una curva de torque ascendente y cuando se le aplica un torque de carga mayor que el torque mínimo del motor T_o , el motor desacelera y cae en un punto donde ofrece aún menor torque resistente. Como consecuencia, el motor continúa desacelerando hasta que finalmente se apaga.

² Tomado del libro "Motores de automóvil" de M.S. Jovaj. 1 ed. URSS: Ed Mir, 1977. 655 p.

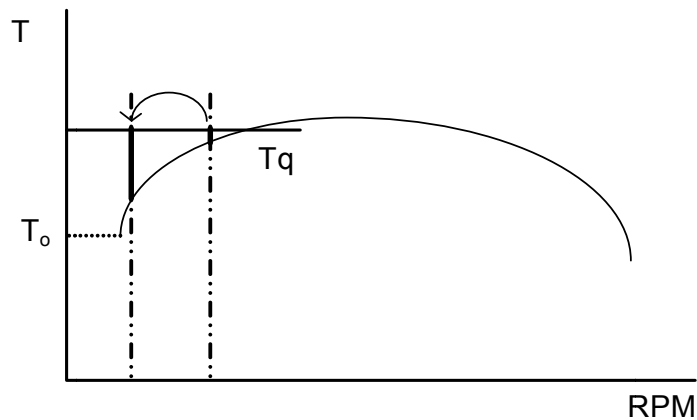


Figura 9. Curva de torque del motor de combustión

Una solución planteada para resolver este problema es mediante el uso de las Transmisiones Continuamente Variables o CVT, por sus siglas en inglés. Con ellas, el motor puede conservarse en el punto de máxima eficiencia, máximo torque, mínimo consumo específico de combustible o mínimas emisiones de gases contaminantes según se desee, mientras que se varía la relación de transmisión gradualmente para proporcionar un intervalo suave y continuo en la velocidad de salida.

2.4 Principios de funcionamiento de las CVTs

Las CVTs se clasifican según el principio que utilizan:

2.4.1 CVTs a Fricción

Estas transmisiones varían el radio del punto de contacto entre dos objetos rotantes, y así la velocidad tangencial (Fig. 10).

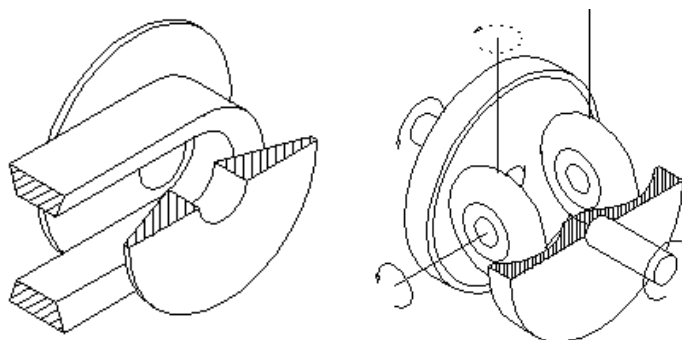


Figura 10. CVTs a fricción³

2.4.2 CVTs Hidrostáticas

Un tercer tipo de CVT es la hidrostática, que utiliza bombas de desplazamiento variable siendo su principal aplicación en tractores dada su construcción robusta. Es una transmisión hidrostática que consiste de una bomba hidráulica de desplazamiento positivo, un motor hidráulico de desplazamiento variable y del sistema de regulación del caudal en el motor hidráulico. Básicamente consiste en variar la capacidad volumétrica del motor hidráulico manteniendo un caudal constante en la bomba, y de esta forma varía la velocidad de giro del motor. Su funcionamiento se basa en la variación del caudal que va hacia un motor hidráulico mediante una bomba de desplazamiento variable (Fig. 11).

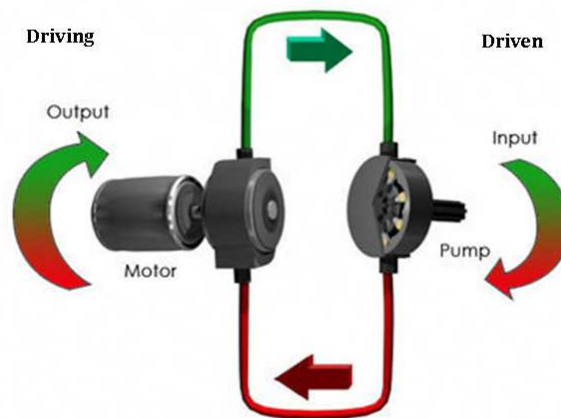


Figura 11. CVTs Hidrostáticas⁴

2.4.3 Ratcheting CVT

La ratcheting CVT es una transmisión basada en un sistema de los elementos que sucesivamente se enganchan y después se desunen entre el sistema que conduce y el sistema conducido, usando a menudo la oscilación o poner en un índice el movimiento conjuntamente con los embragues unidireccionales o los trinquetes que rectifican y suman solamente el movimiento “delantero”. El cociente de la transmisión es ajustado cambiando geometría del acoplamiento dentro de los elementos oscilantes, para ajustar

³Fuente: <http://www.gizmology.net/cvt.htm>

⁴Fuente: <http://auto.howstuffworks.com/cvt4.htm>

la velocidad máxima sumada del acoplamiento, aun cuando la velocidad media del acoplamiento sigue siendo constante. La energía se transfiere de entrada a la salida solamente cuando se contrata el embrague o trinquete, y por lo tanto cuando está bloqueado en un modo estático de la fricción donde el conducir y las superficies que rotan conducidas rotan momentáneamente juntas sin resbalamiento (Fig. 12).

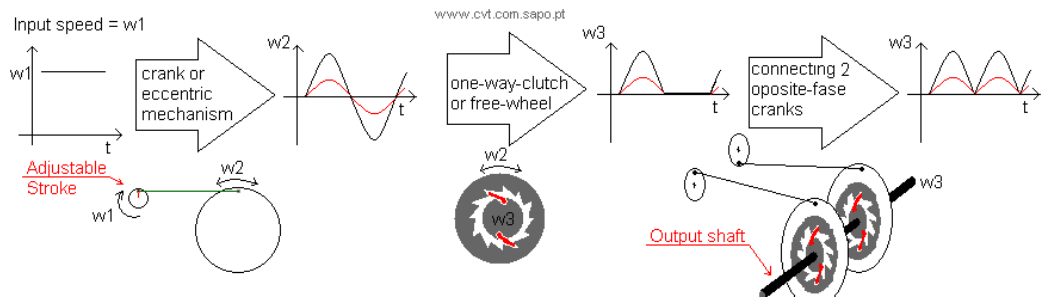


Figura 12. Ratcheting CVT ⁵

2.5 Ventajas de las CVTs

En un automóvil que se encuentre en reposo y posea una transmisión de tipo manual, se debe primero disminuir la velocidad del motor, ya que al engranar la primera velocidad se establece una relación proporcional y constante entre la velocidad del motor y la velocidad del vehículo, y por lo tanto, para aumentar la velocidad desde el reposo, se debe también acelerar el régimen del motor. Esto se debe hacer para empalmar un cambio con el siguiente.

Estas transiciones en la velocidad del motor son las que recurren en desperdicio del combustible. Sin embargo, en una transmisión variable, el motor se mantiene en su punto de operación óptimo, mientras que la CVT proporciona la variación de la velocidad requerida en el auto.

2.6 Trenes de engranajes epicicloidales

Los trenes de engranajes de ejes móviles o epicicloidales son aquellos en los que los centros de los engranajes no están inmóviles, sino que alguno de ellos pueda girar alrededor de los ejes de los otros. Se llaman ruedas estacionarias (sol, corona) a las que se mueven alrededor de ejes fijos, y ruedas planetas a las que tienen ejes móviles, que a

⁵Fuente: http://cvt.com.sapo.pt/toc_en.htm

su vez giran alrededor de las ruedas estacionarias (Fig. 13). Estas ruedas planetas van siempre unidas a un brazo, el cual gira sobre un eje fijo [16].

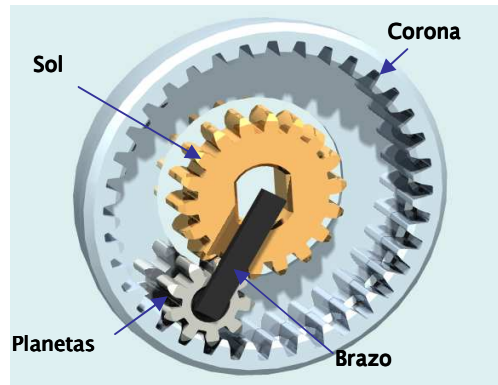


Figura 13. Tren de engranajes planetarios

Los trenes de ejes móviles se usan para lograr relaciones de transmisión exactas, difíciles de lograr con trenes ordinarios. Son comúnmente utilizados en maquinaria agrícola, como las combinadas. Se usan cuando se requieren grandes relaciones de torque o velocidad. Por otro lado, son muy útiles para repartir una acción motriz entre dos árboles (diferencial de automóvil) que giran a diferente velocidad, o para concentrar dos acciones motrices en un solo árbol.

La ecuación que rige la cinemática de los sistemas epicicloidales es (Ec. 2):

$$\frac{\omega_p - \omega_b}{\omega_u - \omega_b} = r.d. \quad (\text{Ecuación 2})$$

donde ω_p es la velocidad de la primera rueda (entrada del movimiento), ω_b es la velocidad del brazo, ω_u es la velocidad de la última rueda (salida del movimiento) y $r.d.$ es la razón de dientes de los engranajes. Estos trenes de engranajes poseen dos grados de libertad, ya que poseen dos entradas de velocidad y una única salida, pero normalmente una de las entradas es cero, es decir, se fija uno de los elementos a la carcasa, resultando un mecanismo de una entrada y una salida.

2.7 Diseño de engranajes rectos

El diseño convencional toma en cuenta una curva aproximada (Fig. 14) para suponer un tamaño de diente para empezar el proceso de diseño. Se ingresa a la gráfica con el valor

de la potencia que debe transmitir el engranaje y la velocidad a la que debe girar y se toma un tamaño de diente sugerido.

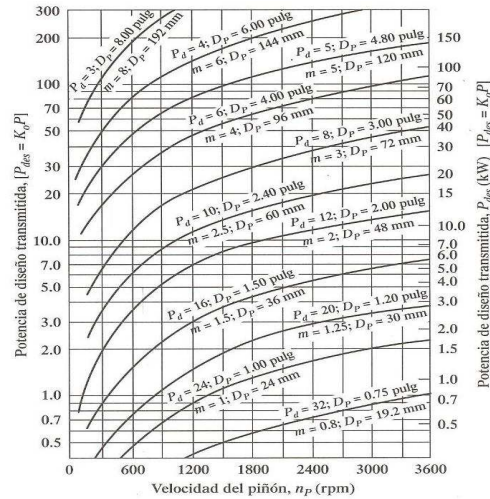


Figura 14. Tamaños de diente sugeridos⁶

Posteriormente, de acuerdo a las recomendaciones de la norma AGMA 2001-C95 y AGMA908-B89 se comprueba si los esfuerzos en el diente del engranaje no exceden los valores de resistencia del material. Para el desarrollo de esta tesis se usará la versión académica del programa TK Solver para automatizar la búsqueda en tablas, toma de decisiones y cálculos concernientes al proceso de diseño de los engranajes. Para detalles del proceso de diseño, tablas y recomendaciones de la AGMA, puede remitirse a la referencia [17].

2.8 Diseño de reductores sinfín - corona

De igual manera que para los engranajes, en esta tesis se realizará el diseño de un mecanismo sinfín-corona con optimización del espacio, la eficiencia y el esfuerzo de control. Para ello, se parte de un modelado de la transmisión propuesta y se incluyen restricciones concernientes a la etapa de diseño del sistema de control dentro de las especificaciones y ecuaciones del diseño mecánico del mecanismo sinfín-corona [17].

²Tomado del libro "Diseño de elementos de máquinas" de R.L. Mott, 4 Ed. Mexico: Prentice Hall.

2.9 Ingeniería concurrente para el diseño de productos

Se llama “Diseño en Ingeniería” a la actividad que convierte una idea, sugerida por una necesidad del mercado, en un conjunto de especificaciones para producción. Cuando el diseño se lleva a cabo sin tener en cuenta las fases posteriores, aparecen numerosos problemas que sufren producción y ventas. Problemas cuya raíz está en la concepción misma del producto, pero cuyo escenario es la línea de montaje, o el almacén o la distribución. Aparecen retrasos, se requieren rediseños, y plazos y los costes se disparan.

La realización de un diseño, sin considerar los equipos y maquinaria disponibles para fabricarlo implica, en numerosas ocasiones, la necesidad de proyectos específicos y nuevas inversiones en máquinas especiales. Esto repercute en un incremento del coste de producción. El ingeniero de diseño debería tener en cuenta los procesos de fabricación de su planta, de tal forma que lo que decida fabricar combine de forma armónica con lo que puede ser fabricado, ya que las decisiones adoptadas al inicio son las que determinan los correspondientes costes de fabricación, embalaje, transporte y mantenimiento.

Toda empresa que no tengan en cuenta estas consideraciones está destinada a quedarse rezagada en el actual mercado, en el que la globalización y la integración de la economía mundial han provocado un gran cambio en los procesos de diseño, fabricación y organización de producción. Los consumidores demandan nuevos productos, que cada vez deben desarrollarse más rápidamente para llegar lo antes posible al mercado, ya que también se reduce su tiempo de permanencia. Aumenta el número de variantes de un producto, de clientes y de proveedores y se reduce el presupuesto de fabricación. Aumenta la complejidad del producto, la automatización del proceso de fabricación, la especialización de los técnicos, y como consecuencia, proliferan los problemas de coordinación y de comunicación.

La ingeniería concurrente es una propuesta para superar los anteriores obstáculos, basada en una mejor organización empresarial, en el trabajo en equipo y en el aprovechamiento de las nuevas tecnologías de información. Es un enfoque organizativo

que postula que todos los actores que intervienen en el proyecto de un producto, desde la idea inicial hasta el desarrollo final y el resto de su ciclo de vida, colaboren y realicen su trabajo simultáneamente, asegurando que las condiciones estructurales, funcionales, de fabricación, y mantenimiento se consideren en las etapas iniciales de análisis.

De este modo se consigue disminuir el tiempo de salida al mercado y un mayor control de los recursos y costes durante los diferentes estados de desarrollo. Para cumplir con esto se requiere:

- Una integración entre las diferentes actividades del proceso, obligando a crear equipos de trabajo multidisciplinarios formados por profesionales relacionados con el diseño del producto, el proceso productivo, marketing, etc.
- Utilizar técnicas y sistemas basados en computador, como un mecanismo para facilitar el desarrollo, cooperación e integración de las diferentes actividades.

La ingeniería concurrente supone una revolución en el proceso de diseño al integrar equipos multidisciplinarios, realizar un diseño simultáneo del proceso y con integración de la 'voz del cliente' en la fase misma de diseño conceptual. Tiene como objetivo incrementar la competitividad, mediante el aumento de la calidad y la reducción de coste y tiempo. La disminución del plazo de entrega se busca por medio de la simultaneidad (paralelismo o concurrencia) de procesos. La mejora de la calidad se basa en integrar el **diseño de producto con el diseño del proceso de fabricación.**

Para todo esto, cuenta con nuevos métodos de diseño como:

- QFD (QualityFunctionDeployment): Despliegue de la función de calidad. Es una técnica utilizada para recoger y sistematizar las especificaciones de diseño con el fin de que el objeto creado se corresponda con aquellas.
- Análisis del Valor (VFA, ValueFunctionAnalysis): Consiste en identificar el "valor" (utilidad, funcionalidad) de un producto, desarrollar una expresión analítica y buscar soluciones alternativas que proporcionen un valor más elevado.
- Técnicas de Taguchi: El Dr. Genichi Taguchi investigó el modo de perfeccionar el diseño en ingeniería, afirmando que sólo se puede conseguir un buen proyecto de

detalle si se parte de un buen proyecto conceptual. Su principal aporte es el concepto de “diseño robusto”, es decir, apto para fabricarse con buena calidad a pesar de la variabilidad inherente al proceso de fabricación. Para ello debe establecerse los parámetros básicos del diseño, y a continuación determinar cómo (especificaciones del proceso) se debe fabricar para lograr los niveles óptimos de estos parámetros.

- Diseño para la X-bilidad (Designfor X): Constituye un conjunto de técnicas como:
 - DFM: DesignForManufacturability
 - DFA: DesignForAssembly
 - DFT: DesignForTesting
 - DFE: DesignForEnvironment

Estas técnicas tienen la facultad de orientar el diseño de forma que se facilite y simplifique alguna fase crítica o de interés del proceso de diseño, como el proceso de mecanizado y fabricación (DFM), el ensamble y embalaje (DFA), la verificación y control de calidad (DFT) o reducción del impacto ambiental del objeto de diseño (DFE) [18].

Ésta es una de las técnicas que se usarán en el desarrollo de este proyecto, por lo que vale la pena ampliar un poco más el concepto.

2.10 Diseño para X-Bilidad (Designfor X)

El diseño para X-bilidad tiene como finalidad la mejora de ciertas características del producto representadas en la cualidad X y la reducción de ciertos efectos no deseados. Es un conjunto de técnicas utilizadas en el desarrollo de un producto para resolver los problemas que se presentan en su fabricación, montaje, inspección, embalaje, almacenaje y en su posterior uso, mantenimiento y retiro. La importancia de esta técnica se deriva de que entre un 70 y un 80% del coste del producto quedan definidos por las decisiones adoptadas en la fase de diseño.

El objetivo común es la consideración en las primeras fases del proceso de diseño de los factores del entorno del proyecto de producción, esto es, tiene en cuenta el ciclo de vida completo del producto, desde su concepción, pasando por el prototipado, producción, comercialización, uso y mantenimiento y terminando con el retiro o rediseño del producto. Por tanto, las especificaciones básicas de diseño deben introducirse en la fase de diseño

conceptual, dado que una inclusión posterior supondría modificaciones, es decir, retrocesos en el proceso de diseño y sobrecostos cada vez mayores [18].

En esta tesis de maestría se propone una nueva técnica, DFC o DesignForControlability, que tendría en cuenta la fase de diseño del sistema de control. Su objetivo sería realizar un diseño de una CVT teniendo como especificación de diseño facilitar la fase de diseño del sistema de control, ya sea mediante el uso de actuadores más sencillos de controlar o reduciendo el esfuerzo de control.

2.11 Esfuerzo de control y energía de la señal de control

En muchas ocasiones, cuando se intenta implementar un algoritmo de control con algún grado de optimización, se toma en cuenta la energía usada en ejercer el control de la planta, como por ejemplo en los casos de control óptimo LQR [19] o control predictivo [20]. Esto se presenta principalmente en aquellos procesos donde es muy importante minimizar la energía gastada en los actuadores de tal modo que se mantengan bajos los costes de operación o cuando se requiere alcanzar una mayor eficiencia del proceso.

En estos casos lo que busca es minimizar el esfuerzo de control o la energía invertida en la señal de control, por ejemplo con la inclusión del cuadrado de la señal de control en la función objetivo, como en la Ec. 3 y Ec. 4. Se introduce un término dentro de la función objetivo a optimizar tal como:

$$V(k) = \sum_{i=H_w}^{H_p} \|\hat{z}(k+i|k) - r(k+i|k)\|_{Q(i)}^2 + \sum_{i=0}^{H_u-1} \|\Delta \hat{u}(k+i|k)\|_{R(i)}^2 \quad (\text{Ec. 3})$$

$$V(k) = \sum_{i=H_w}^{H_p} \|\hat{z}(k+i|k) - r(k+i|k)\|_{Q(i)}^2 + \sum_{i=0}^{H_u-1} \|\hat{u}(k+i|k)\|_{R(i)}^2 \quad (\text{Ec. 4})$$

En esta tesis se analizará la energía que se gasta en el control de la relación de una CVT Torotrak y se comparará con la potencia de control necesaria para la CVT propuesta en este proyecto.

CAPÍTULO 3

3. MARCO REFERENCIAL

El tema del ahorro energético se está adentrando cada vez en todos los sectores de la sociedad, desde el ambientalista hasta el educativo. Esto se debe al impacto que está produciendo el consumo masivo de automóviles en la seguridad energética, el calentamiento global y en los nuevos requerimientos de diseño que tienen que enfrentar los ingenieros en el proceso de diseño. Por ejemplo en los Estados Unidos, Steven Plotkin explica cómo existe una gran controversia en la lucha por establecer los nuevos estándares de ahorro de combustible para automóviles. Por una parte, el gobierno desea disminuir la dependencia del petróleo mediante la implantación de una política de ahorro en el consumo de combustible de los autos nuevos alrededor de un 4% cada año desde el 2011 hasta el 2017. Pero, por otra parte, los fabricantes de autos, protestan contra estas políticas. Ellos argumentan que las encuestas realizadas reflejan que las preferencias de los consumidores entran en conflicto con las especificaciones necesarias para lograr este tipo de ahorro de combustible y que por lo tanto afectarían negativamente el mercado de sus automóviles [21].

Dada la alta exigencia en el porcentaje de ahorro de combustible, los principales fabricantes han dedicado ingentes esfuerzos de investigación en encontrar una solución a este problema. Algunos fabricantes ya han identificado una solución, en las denominadas “transmisiones continuamente variables (CVT)”. Según FlynnJulie [22], un punto clave para lograr estas políticas de ahorro de combustible pueden ser las denominadas “transmisiones continuamente variables (CVT)”, las cuales prometen un ahorro de combustible de hasta un 15%.

Otro punto de interés tratado en los ‘EPA emissionstandards’ en las políticas de conservación de los Estados Unidos, se refiere a los niveles de producción de emisiones en los motores de combustión interna. Diferentes estudios han demostrado que los vehículos automotores tienen un papel importante en la producción de CO₂, denominado gas de efecto invernadero. Por ejemplo, FarukDincer realiza una estimación sobre las

emisiones de vehículos ferroviarios en Turquía producidas en el año 2005. Su investigación arrojó como resultado la emisión a la atmósfera de un total de 392.349 toneladas de subproductos de la combustión en los motores Diesel de las locomotoras, de los cuales el 97.75% corresponden a emisiones de CO₂. Aún así, el estudio estima que estas cifras representan menos del 5% de las emisiones totales del tráfico terrestre en Turquía [23]. Similarmente, trabajos realizados por G. Fontaras [24] en la predicción de las emisiones vehiculares de CO₂ en los Estados Unidos y por Hao Cai [25] en China intentan servir de soporte a los compromisos por implementar el protocolo de Kyoto acordado en 1997.

Algunos sucesos confirman la opinión de FlynnJulie, como el hecho que cada vez es mayor el número de fabricantes de automóviles que ponen su atención en la tecnología de las CVT. A este respecto, NISSAN es quien lidera los esfuerzos en la carrera por la Protección Ambiental en el Uso de Automóviles, como lo demuestra el hecho de haber recibido dos años consecutivos el prestigioso Reconocimiento de la Protección Ambiental (EPA) en 2000 en el Forum “Tecnologías de la Tierra” que se realiza en Washington. Este premio es otorgado a entidades que demuestren liderazgo y dedicación en su compromiso por la protección al medio ambiente. Entre los principales logros en materia ambiental, se encuentra el haber sido el primer fabricante de automóviles en introducir un sistema de ‘powertrain’ combinando un motor de inyección directa de gasolina (DIG) con una transmisión variable continua (CVT). Esta tecnología DIG-CVT fue honrada con el premio a la Conservación de la Energía del Director General de la Agencia de Recursos Naturales y Energía de Japón y se ha constituido en el foco de atención para los futuros desarrollos de investigación en el área de la Ingeniería Automotriz [26].

3.1 Sobre las CVTs y los tipos de CVTs

Para iniciar con un estudio sobre las CVTs, es irónico resaltar que desde 1994, como lo menciona Longhurts [27], este tipo de transmisión fue prohibida en la Formula-1 argumentando que ellas hacían sus vehículos demasiado rápidos; su uso en 1993 en un automóvil experimental del equipo Canon-Williams-Renoult logró una mejora de un segundo por vuelta frente a uno con transmisión manual. De otro lado, existen argumentos cuantitativos que muestran las ventajas de usar estas transmisiones en automóviles en lugar de las transmisiones manuales. Una de las comparaciones se

sustenta en el tiempo necesario para acelerar el automóvil desde el reposo hasta alcanzar 100 Km/hora, con el mismo automóvil la CVT toma solamente el 75% del tiempo para acelerarlo [28].

Se puede describir en términos sencillos, tal como lo hizo Barata [29], que una CVT es una sistema mecánico que permite fijar el régimen del motor en su punto de máximo rendimiento (óptimo), según sean las necesidades de conducción en cada momento, y variar de forma continua la relación de transmisión. Se fija la potencia de salida del motor (par motor y velocidad de giro del cigüeñal) y mediante esta transmisión se cambia la relación entre la velocidad de giro de las ruedas y la velocidad de giro del motor según sea necesario. Este cambio de velocidad irá acompañado de un cambio del par de las ruedas motrices, mientras que el punto de operación del motor no se mueve. Este tipo de transmisión consigue así, obtener una transición suave y continua en la velocidad, sin hacer saltos bruscos y sin desacoplar el motor del árbol de la transmisión.

En la literatura existen diferencias sobre el año de aparición del primer concepto de una CVT, pues algunos autores le dan el crédito a Leonardo Da Vinci (1490) [30], sin embargo, la primera patente de una CVT fue realizada en 1958 y fue denominada 'toroidal' (Fig. 15) [31].

Múltiples empresas están enfocando sus desarrollos tecnológicos y de investigación a obtener unas transmisiones más eficientes en el uso del combustible debido a la actual crisis energética [21]. Empresas multinacionales como NISSAN y AUDI ya han desarrollado transmisiones continuamente variables como las CVTsXtronic y Multitronic a base de correas de acero y poleas de diámetro ajustable en respuesta a las expectativas promisorias que generó en la industria automovilística la primera CVT comercial Toroidal desarrollada por la NSK en Japón [9, 32]. A continuación se mencionan varios ejemplos de este tipo de transmisiones reportadas en la literatura y las marcas de autos asociadas.

3.2 CVT Toroidal – NISSAN

Este fue el primer desarrollo de una CVT comercial y fue llevado a cabo por NISSAN. El argumento de los desarrolladores es que esta transmisión no utiliza engranajes, evitando de esta manera la pérdida por fricción presente en una transmisión convencional. La energía es transmitida entre dos discos por medio de dos rodillos, los cuales permiten modificar los puntos de contacto con los discos y así los radios de giro. Variando la posición de los rodillos se logra un cambio de marchas continuo y suave (Fig. 15).

Cuando los rodillos se inclinan hacia el centro del disco del motor, se logra la mayor reducción de velocidad y cuando se inclinan en sentido contrario, se va disminuyendo esta relación [9, 33, 34].

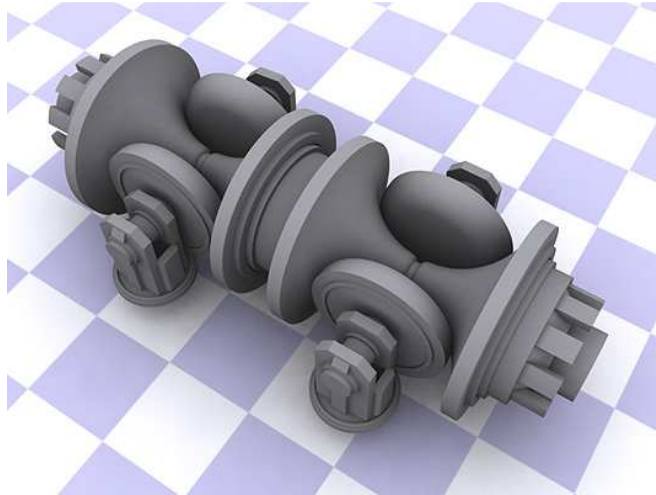


Figura 15. Esquema de una CVT tipo toroidal doble⁷

A pesar de la antigüedad del concepto, aún presentaba serios inconvenientes tecnológicos, como evitar la abrasión de los discos al permanecer en contacto directo y no fue sino hasta el año 2005 que la primera marca fabricante de automóviles sacó al mercado una transmisión variable continua funcional. Este desarrollo estuvo encabezado por NISSAN® y NSK®, quienes luego de un desarrollo de 20 años lograron lanzar al mercado automóviles con este tipo de transmisiones [9, 33].

3.3 CVT Torotrak – NISSAN

Esta tecnología combina el uso de un sistema toroidal, un sistema de engranajes planetarios y una transmisión fija. No requiere el uso de embrague y según sus fabricantes, ofrece un 15% de ahorro sobre una transmisión manual. En otros casos esta transmisión es llamada 'infinitely variable transmission' (IVT), ya que proporciona un rango de velocidad continuo desde cero hasta su velocidad máxima, incluso reversa. El sistema utiliza un variador, que comprende dos discos de entrada toroidales que son controlados por el motor (Fig. 16). Entre estos hay seis rodillos, tres por cada cavidad; el ángulo en el cual los variadores son inclinados reflejan la relación entre la velocidad de rotación de los

⁷Fuente: < http://www.carbibles.com/transmission_bible.html>

discos de entrada y de salida, obteniendo así la relación de transmisión deseada [22, 35, 36].



Figura 16. CVT Torotrak⁸

3.4 CVT de Poleas Separables

Otro tipo de transmisión variable es basado en el sistema de transmisión por poleas (Fig.17). Parte del concepto de seccionar una polea en dos partes, una cara fija y la otra móvil. De este modo, variando la distancia en la que encaja la banda se modifica la relación de transmisión [37].

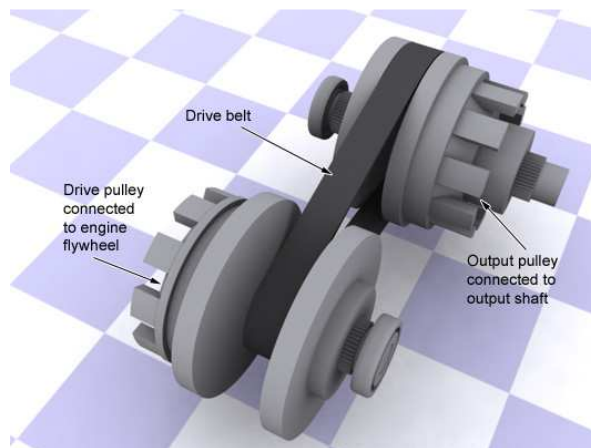


Figura 17. Esquema de una CVT tipo poleas V⁹

Entre las CVTs de este tipo, destacan las versiones de AUDI y NISSAN.

⁸Fuente: <<http://www.imeche.org.uk/auto/pdf/CVT4Uweb.pdf>>

⁹Fuente: <http://www.carbibles.com/transmission_bible.html>

3.4.1 CVT Multitronic – AUDI:

Está formada por un par de poleas de diámetro ajustable y una banda metálica (Fig. 18). Esta transmisión es capaz de transmitir el torque entre las poleas mediante por medio de la cadena metálica de láminas sólo mediante fuerza de fricción. La regulación del diámetro de las poleas se hace mediante un mecanismo de control hidráulico [38, 39].



Figura 18. Transmisión CVT - AUDI¹⁰

3.4.2 CVT Xtronic – NISSAN:

Esta transmisión ofrece una aceleración suave mediante el ajuste automático de la relación de velocidad entre el motor de combustión y el eje de las ruedas. Está basado en un mecanismo de poleas separables al igual que la Multitronic de AUDI, pero utiliza otro tipo de cadena. La cadena está formada por numerosos eslabones acoplados a unas bandas metálicas y que se encargan de transmitir la tensión entre las poleas (Fig. 19). La variación de los diámetros de la polea se realiza hidráulicamente según los requerimientos del conductor.

¹⁰Fuente: <http://www.audi.com.ar/experience/tecnologia/Tecnologia_Un_Tecnologia.asp>

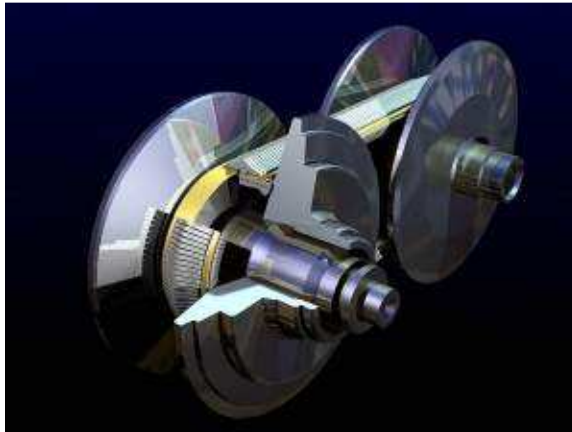


Figura 19. Transmisión CVT – NISSAN¹¹

¹¹Fuente: <<http://www.nissan.ca/en/vehicles/versa/dynamics.html>>

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS DE LAS CVT ACTUALES Y PLANTEAMIENTO DEL NUEVO DISEÑO Y MODELADO

Las CVTs representan un gran atractivo para los compradores de autos, pues otorga un cierto sentido de libertad al conductor al poder conducir su automóvil a la velocidad que desee, elimina el jaloneo que se experimenta al hacer los cambios de marcha en una transmisión manual y es una tecnología más amigable con el medio ambiente [40]. Al no requerir los continuos embragues y desembragues del motor para realizar los acoples entre los cambios escalonados de una caja manual, se está evitando las constantes pérdidas de energía calórica generada por las grandes fuerzas de presión presentes entre el disco de embrague y el volante del motor.

4.1 Clasificación de las CVTs según el principio de funcionamiento

A partir del estado del arte referente a las CVT revisado, se puede concluir que existen varios tipos de CVT según el principio de funcionamiento que utilice, como se resume en el siguiente cuadro (Fig. 20):

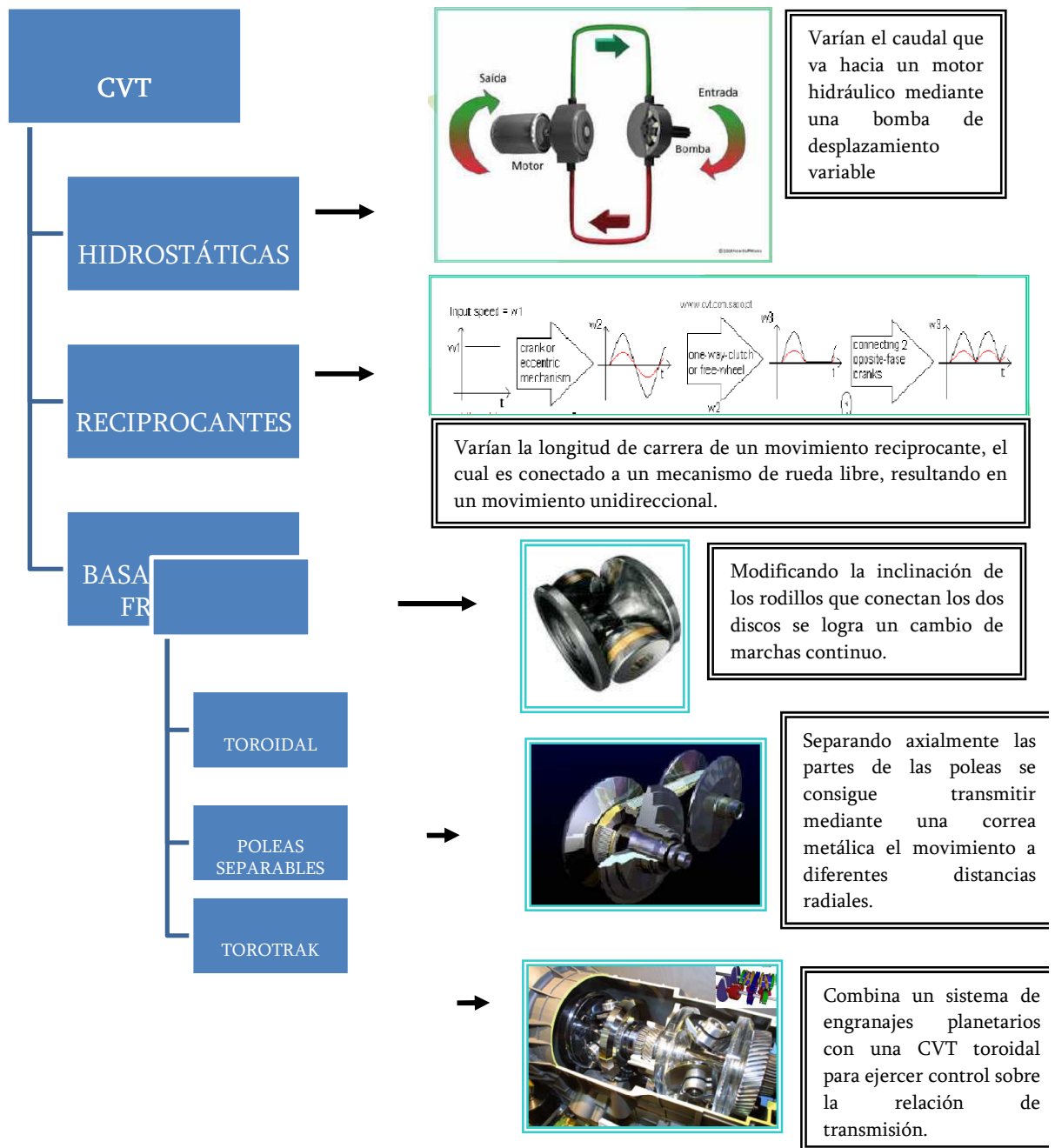


Figura 20. Cuadro resumen del estado del arte de las CVT

4.2 Análisis de las Transmisiones Basadas en Fricción

Las CVT más común y comercialmente usadas son las transmisiones basadas en fricción, ya que las hidrostáticas resultan ser demasiado costosas y las recíprocantes son en exceso voluminosas. Sin embargo, las CVT basadas en la fricción requieren de

un aceite especial capaz de transmitir el esfuerzo de corte entre los elementos en contacto sin que estos lleguen a tocarse y evitando así el desgaste. Esto representa en última instancia costos de operación y mantenimiento más elevados para los usuarios finales.

La complejidad en las soluciones geométricas de diseño de las CVTs actuales se debe a su principio de funcionamiento: la fricción. Pero, paradójicamente el concepto que las hace funcionar, también representa su mayor debilidad. Si se quiere mover un bloque en la dirección horizontal, como se ilustra en la Fig.21, solamente se tiene una alternativa (sin salirnos de la mecánica) y es mediante una fuerza de contacto. A su vez, sólo se tienen dos opciones para impulsar el bloque, mediante una fuerza de empuje normal y mediante una fuerza de fricción.

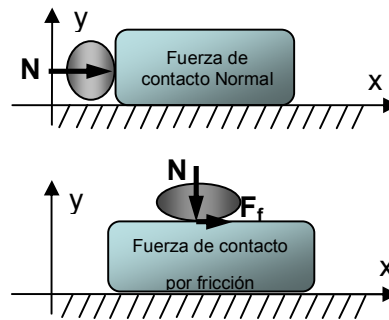


Figura 21. Comparación entre la fuerza normal y de fricción

La mayoría de las transmisiones patentadas hasta ahora [31] se basan en la fricción. Utilizan la fuerza de fricción para transmitir la potencia entre sus elementos. Pero, esto tiene ciertas implicaciones. Para transmitir una fuerza de fricción en la dirección x como en la Fig.21, se debe aplicar una fuerza normal en la dirección 'y' y la magnitud de la fuerza de fricción queda determinada por la Ecuación 5:

$$F_{fricción} = \mu N \quad \text{(Ecuación 5)}$$

Al querer transmitir fuerza mediante la fricción se encuentra que sólo se puede aprovechar un pequeño porcentaje de la fuerza total disponible, el cual queda determinado por el coeficiente de fricción. Así, si se dispone de una fuerza de $N=100$ Newton y se tiene un coeficiente de fricción de 0.25, sólo se podrá transmitir una carga por fricción de:

$$F_{fricción} = \mu N = 0.25 \times 100 = 25 N$$

Sólo se dispondrá de 25 N para transmitir torque, esto es, ¡sólo el 25% de la fuerza disponible! Para ilustrar las consecuencias mecánicas de este efecto, se puede hacer una comparación con otro elemento mecánico más común, el rodamiento, que en el caso de la CVTtoroidal, funciona de una manera similar al poner en contacto pequeñas superficies (rodadura). Éste se usa para permitir girar un eje con la mínima resistencia a la vez que transmite la carga proveniente del eje (P_d) hacia la carcasa. La vida de un rodamiento depende de dicha carga aplicada (P_d) y del tamaño del rodamiento. Cada fabricante suministra un parámetro de carga dinámica(C), que indica la fuerza máxima que puede ser aplicada al rodamiento sin fallar, para una vida nominal de 1 millón de ciclos (L_1). La expresión para determinar la vida de un rodamiento (L_d) está dada por la ecuación 6 [41]:

$$L_d = \left(\frac{C}{P_d} \right)^k \cdot L_1 \quad (\text{Ecuación6})$$

En el caso de rodamientos de bolas, k vale 3; para el rodamiento de bolas el valor de C está definido por el fabricante, quedando la ecuación anterior como:

$$L_d = \frac{C^3 \cdot L_1}{P_d^3} = \frac{Cont}{P_d^3} \quad (\text{Ecuación 6a})$$

Esto quiere decir que la vida disminuye en una potencia cúbica con la carga aplicada. Ahora, si se compara la vida para una transmisión de fuerza mediante fricción ($L_{d_{Fricción}}$) y otra mediante contacto normal ($L_{d_{Fnormal}}$) y teniendo presente que para transmitir la misma carga mediante fricción, se debe aumentar la fuerza normal en un factor de $(1/\mu)$, que para el caso de $\mu = 0.25$, sería:

$$P_{d_{fricción}} = \left(\frac{1}{\mu} \right) \cdot P_{d_{Fnormal}} = 4P_{d_{Fnormal}}$$

Por lo tanto, la relación entre estas fuerzas es:

$$\left(\frac{P_{d_{fricción}}}{P_{d_{Fnormal}}} \right) = 4$$

Y finalmente, si se reemplaza esta relación en la Ecuación 6a y luego se calcula la relación entre las dos vidas, se obtiene:

$$\frac{L_{d_{Fnormal}}}{L_{d_{Fricción}}} = \left(\frac{P_{d_{fricción}}}{P_{d_{Fnormal}}} \right)^3 = 4^3 = 64$$

Como conclusión, si se aumenta la carga en un factor $(1/\mu) = 4$ veces la carga en un mecanismo de rodadura, la vida decae en un factor de 64 veces, para cualquier rodamiento y carga inicial aplicada. Esto obliga al uso de aceros de muy elevada resistencia en la construcción de la CVTtoroidal; de otro modo, la frecuencia de cambio de repuestos aumentaría en más de un seiscientos por ciento. Es conocido que el endurecimiento en un acero tiene sus límites, por lo que el diseño obliga a jugar con el tamaño de los toroides para poder disminuir los esfuerzos de contacto de Hertz. Como consecuencia de lo anterior, se tendría un aumento desfavorable en el costo inicial de la transmisión debido, no sólo al material más costoso, sino también a los procesos de fabricación y tratamientos térmicos requeridos. También, se presentaría un aumento en el costo de operación debido al aumento en la frecuencia de cambio de repuestos, al mayor costo de los mismos, sumado al requerimiento de la CVTtoroidal del aceite especial para funcionar.

Por otra parte, en las transmisiones variables por poleas se requiere que las bandas que transmiten la potencia sean metálicas para que puedan soportar las grandes tensiones desarrolladas. En ellas se presenta un contacto directo metal-metal entre la banda y la polea la transmisión de la fuerza es también mediante fricción. Gracias a esto, presenta limitaciones similares al caso de la CVTtoroidal, pero en este caso, es más drástico el efecto, debido a que se trata de un elemento flexible que es sometido a una alta frecuencia de esfuerzos alternativos y a que la banda debe ser lo suficientemente flexible y delgada para poder doblarse alrededor de las poleas.

4.3 Inconvenientes tecnológicos de las CVTs actuales y sus desventajas

Las CVT son un concepto novedoso e intuitivo, pero no todo en lo relacionado con las CVT es positivo. Casi todas funcionan con el principio de la fricción, es decir, requieren para la transmisión del torque el contacto directo entre dos o más superficies, conllevando ello a un desgaste. Tal vez uno de los casos de mayor difusión es el reportado por la BBC de Londres en el 1999 [9], donde se mencionan cómo los Japoneses invirtieron más de 20 años en desarrollar una CVT que requirió la creación de

nuevos materiales y tratamientos superficiales que al final generó un producto de muy alto costo para la aplicación en nuestros días. Otra desventaja de las CVTs que están siendo aplicadas en los automóviles más modernos, es que no permiten una relación de transmisión infinita y por ello, también requieren el uso del embrague al momento de arrancar. Además, algunas tienen un limitado rango de variación de velocidad y en estos casos es necesario colocar dos CVTs en cascada, como se muestra en la Fig.22 [42, 43, 44].

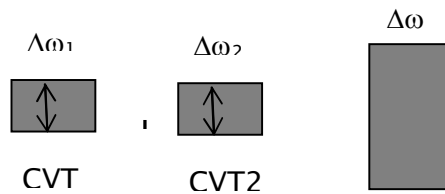


Figura 22. Acople de dos mecanismos CVT

Cuando esto no es suficiente, algunos fabricantes ofrecen una solución híbrida que contiene una caja convencional y una CVT (Fig.23) [42]. La CVT aporta el rango continuo de variación de la velocidad, mientras que la caja manual establece el punto inicial de variación, lo que en conjunto, ofrece un mayor rango continuo de variación. Sin embargo estas soluciones tienen la desventaja de incrementar los costos del vehículo. En lugar de usar una transmisión, usan dos; muchas veces este incremento no llega a justificar el ahorro de combustible alcanzado al comprar un vehículo con una CVT.

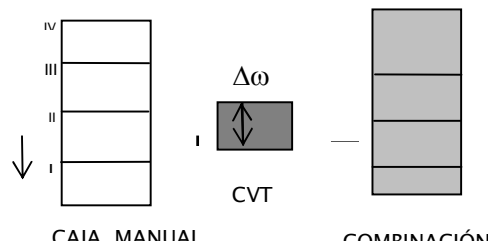


Figura 23. Combinación CVT y Transmisión manual

La mayoría de las soluciones propuestas de CVTs son exigentes tecnológicamente. Constan de componentes mecánicos con geometrías complejas que requieren para su fabricación de materiales especiales y de procesos de fabricación sofisticados. Esto tiene una doble implicación en el costo, no solamente se aumenta el costo inicial debido a una transmisión de tecnología más avanzada, sino que además incrementan los costos de

operación y/o mantenimiento, ya que cada componente de estas CVTs necesariamente será más costoso debido a las razones ya explicadas y a que no tendrá una industria de fabricación en serie montada como las demás cajas de cambio [32].

Una de las reglas de oro en ingeniería es obtener la solución más simple posible a un problema. Según Erdman, “lo importante al resolver un problema de diseño cinemático es diseñar un mecanismo apropiado: uno que sea no sólo de precio razonable y se ajuste al espacio disponible, sino que también sea confiable e insensible a cambios en la manufactura y al desgaste” [45]. Desde este punto de vista, las CVTs en la actualidad aún presentan grandes inconvenientes tecnológicos.

Tal como se mencionó anteriormente, los problemas presentes en las transmisiones basadas en la fricción se deben a las grandes fuerzas de empuje requeridas. Según SerdarTumkor, el inconveniente principal de este tipo de transmisiones es que no pueden transmitir altos torques y que en estos casos suele presentarse en los elementos un fenómeno de desgaste superficial denominado “pitting”. Esto se debe a la falla por fatiga debido a los intensos esfuerzos de contacto superficial que se presentan en el material debido a la fuerza normal, la cual es necesaria para transmitir el torque [46].

En el caso de las transmisiones tipo toroidal, de acuerdo a Erdman, no es recomendable utilizar mecanismos de contacto superficial como las levas cuando existen condiciones de vibración como las presentes en un motor de combustión debido a la presencia de falla por el ‘pitting’. También recomienda el uso de mecanismos alternativos cuando sea posible, ya que los procesos de fabricación de superficies de precisión elevan los costos del mecanismo diseñado por los requerimientos de tratamientos térmicos y procesos de maquinado más exigentes [47].

Diferentes trabajos de investigación realizados sobre las CVTs confirman el análisis realizado previamente, en cuanto a las debilidades de las transmisiones CVT existentes. Por ejemplo, un estudio realizado por NobuyoshiOhno demostró las extremas condiciones de operación que se pueden alcanzar en una transmisión tipo toroidal. Se alcanzan velocidades de rodadura de hasta 30 m/s, 140° C en temperatura de operación del aceite y esfuerzos de contacto de Hertz de hasta 4GPa [48]. Así mismo, en una

nueva transmisión diseñada por K. Kazerounian y Z. Szekely llamada CVT de discos paralelos, también se presenta una transmisión de la fuerza mediante fricción entre los discos y unas esferas simétricamente espaciadas. En este caso, se obtuvieron unas presiones de contacto superficial entre 20 y 180 MPa cuando actuaba una fuerza de empuje entre los elementos entre 10 y 200 N [49].

Uno de los principales problemas identificado por H. Lee y H Kim en la CVTs de poleas y bandas metálicas se debe al mecanismo de control utilizado para variar la relación de velocidad en la transmisión. Debido a las grandes fuerzas de empuje involucradas, se hace preciso el uso de mecanismos hidráulicos de alta presión y sistemas de control servo-hidráulicos. Ya que la presión de trabajo puede alcanzar los 50 bares, las pérdidas hidráulicas constituyen un factor importante en la eficiencia total del tren de potencia. En algunos casos, esta pérdida sólo llega a compensar el ahorro obtenido mediante la ubicación del motor en su punto óptimo de operación, y el ahorro real obtenido resulta ser de sólo un 2%. La principal desventaja de estas CVTs identificada por H. Lee es que presentan una capacidad de aceleración relativamente baja. Además, una menor presión hidráulica reduce la tasa de cambio de la relación de transmisión, lo que trae como consecuencia que los automóviles equipados con esta transmisión tengan una capacidad de aceleración relativamente baja [50].

Otro problema de las CVTs por Poleas es identificado por N. Srivastava y I. Haque en la bandas de acero usadas para transmitir el torque. Estas bandas constan de numerosos eslabones cuidadosamente ajustados a una serie de bandas de acero. Al ejercer una gran tensión sobre la banda metálica, los eslabones se presionan contra las poleas y es posible transmitir el torque gracias a la fricción desarrollada entre los elementos. Según N. Srivastava, “uno de los principales modos de falla de este mecanismo es la ruptura prematura de una o más de las bandas de acero”, a causa del deslizamiento entre ellas provocado por una distribución desigual de la tensión y a la tensión variable [51].

Una prueba fehaciente de las dificultades que están teniendo las CVTs para adentrarse en el mercado automotor es presentada por una investigación realizada por Frost&Sullivan, en la que presenta cómo a pesar de lo prometedor de la tecnología de las CVTs para AUDI, ha habido quejas de los consumidores que tuvieron que cambiar sus

transmisiones debido a fallas prematuras. La necesidad de una lubricación eficiente y el problema de la durabilidad de los componentes de estas CVTs, ha resultado en una baja aceptación en los clientes de esta tecnología para esta marca de automóviles [34] Sin embargo, NISSAN lleva una gran delantera en la investigación sobre las CVTs y está produciendo CVTs confiables y robustas, según lo confirma las cifras en diferentes revistas de automotores [52].

Sin embargo, las investigaciones para resolver estas dificultades continúan y el mercado final de las CVTs continúa aumentando lentamente. Un informe presentado en el 2004 por Roger Schreffler revela que Japón es líder mundial en la fabricación de CVTs y que se está preparando para un gran incremento en ventas en los próximos cinco años. Sólo cuatro empresas suministran las CVTs a los principales fabricantes de automóviles japoneses: JATCO, Aichi Machina, Aisin AW y In-House. El informe muestra que la filial de NISSAN, JATCO, estimó un total de ventas entre 2 y 3 millones de unidades al finalizar el 2007, a diferencia de las 600.000 unidades vendidas en el 2002. La compañía también planeó en ese año extender su mercado hacia los Estados Unidos instalando una planta en Aguascaliente, México y posteriormente a China. El informe revela además que Toyota Motor Corp, Mazda Motor Corp, Zuzuqui Motor Corp y Honda Motor Corp también empezaron la producción de CVTs entre el 2001 y el 2002 [53,54].

4.4 Diseño conceptual de la Transmisión Variable Continua

La idea de un nuevo modelo de transmisión surgió del modelo matemático que describe la relación de velocidades de un tren de engranajes epicicloidales (Fig.24).



Figura 24. Tren de engranajes epicicloidales

La cinemática que describe la relación teórica entre las velocidades del tren de engranajes epicicloidales se expresa como:

$$\frac{\omega_s - \omega_b}{\omega_c - \omega_b} = M = \frac{\text{producto}(Z_{\text{impulsados}})}{\text{producto}(Z_{\text{impulsores}})} \quad (\text{Ecuación 7})$$

donde:

M: Relación total de dientes

m: Relación de dientes por etapa

$Z_{\text{impulsado}}$: Número de dientes del engranaje impulsado

Z_{impulsor} : Número de dientes del engranaje impulsor

ω_b : Velocidad del brazo

ω_s : Velocidad del sol

ω_c : Velocidad de la corona

Despejando la velocidad del brazo, la relación queda de la forma:

$$\omega_b = -\frac{1}{(M-1)}\omega_s + \left(\frac{M}{M-1}\right)\omega_c \quad (\text{Ecuación 8})$$

$$\omega_b = -a\omega_s + b\omega_c \quad (\text{Ecuación 9})$$

donde:

$$a = \frac{1}{(M-1)}$$

$$b = \frac{M}{(M-1)}$$

$$M = m^2 = \left(\frac{d_{corona}}{d_{sol}} \right)^2$$

Estos trenes de engranajes se utilizan normalmente en casos en los que se necesitan altas reducciones en la velocidad, cuando se requiere un alto torque o cuando se dispone de poco espacio. En dichas aplicaciones, normalmente se fija al armazón la corona o el sol, según sea el caso. Cuando uno de los términos en la ecuación es cero, el resultado es una ecuación lineal con sólo dos variables: dada una velocidad de entrada, queda definida la velocidad de salida. En este caso, para un motor con velocidad constante, la relación de velocidad (Velocidad de entrada / Velocidad de salida) queda definida, y sería una constante.

Si se quiere una relación de velocidad variable, se podría pensar en utilizar las tres variables disponibles en la ecuación. Si se hace que el mecanismo tenga dos entradas de velocidad independientes, con ω_s como entrada principal, y se deja la velocidad del brazo (ω_b) como salida, la relación de velocidad (RV), queda establecida por (Ecuación 10):

$$RV = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = \frac{\omega_s}{\omega_b} \quad \text{(Ecuación 10)}$$

$$RV = \frac{\omega_s}{-a\omega_s + b\omega_c} \quad \text{(Ecuación 11)}$$

Dividiendo entre ω_s :

$$RV = \frac{1}{-a + b \frac{\omega_c}{\omega_s}} = \frac{1}{-a + \frac{b}{\omega_s} \omega_c} \quad \text{(Ecuación 12)}$$

Si se conecta al sol la fuente motriz y se asume que ésta se encuentra girando a velocidad aproximadamente constante, el término (b/ω_s) pasaría a ser una constante (K) en la ecuación:

$$RV = \frac{1}{-a + K\omega_c} \quad (\text{Ecuación 13});$$

El término ω_c permanece en la ecuación de Relación de Velocidades, por lo que se ha demostrado que es función de la velocidad de la corona y que por lo tanto, este mecanismo puede actuar como Transmisión Variable.

En la Fig.25 se observa la Relación de Velocidad (RV) en función de la Velocidad en la Corona, cuando ésta varía entre 0 y 100 rpm para una relación de dientes de $M = \frac{48}{18}$:

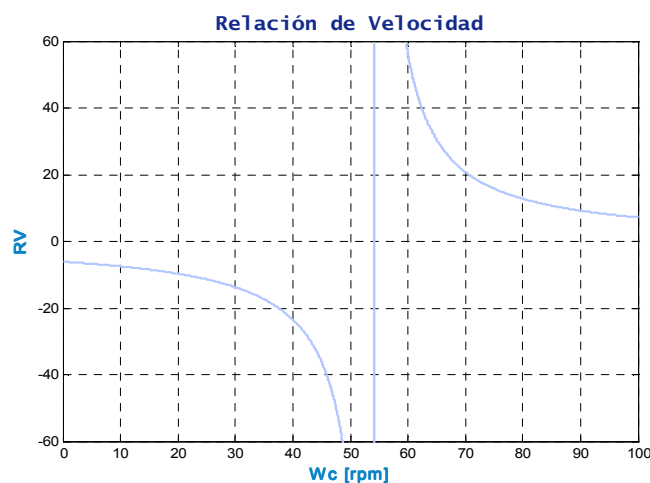


Figura 25. Relación de velocidades (RV) en la CVT Epicicloidial

La transmisión tiene una asíntota en 54 rpm. Esto quiere decir que el valor de RV en este punto es infinito. Para una $RV = \infty$, la velocidad de salida sería:

$$\omega_{sal} = \lim_{RV \rightarrow \infty} \frac{\omega_{ent}}{RV} = 0$$

Se puede notar también que la función RV cambia de signo para valores mayores que 54 rpm, la velocidad del brazo toma valores negativos para $\omega_c < 54$ y valores positivos para $\omega_c > 54$ rpm. En conclusión, la transmisión obtenida de esta forma sería realmente una IVT (Infinitely Variable Transmisión), transmisión infinitamente variable, ya que permite alcanzar infinitas velocidades hacia delante y hacia atrás, pasando por el reposo e incluso se puede obtener la velocidad en reversa.

4.5 Esfuerzo de control de la Transmisión CVTTorotrak

Con respecto al diseño de la transmisión planteada en esta tesis, la CVT que más se acerca en su concepto es la transmisión Torotrak [15]. Ésta utiliza una CVT toroidal en combinación con un tren de engranajes planetarios (Fig. 26).

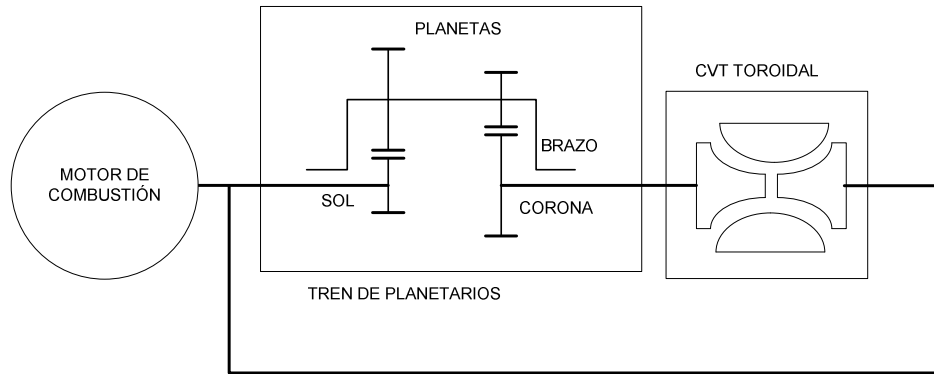


Figura 26. CVT torotrak

Realizando un balance de torques al tren de planetarios (Fig. 27):

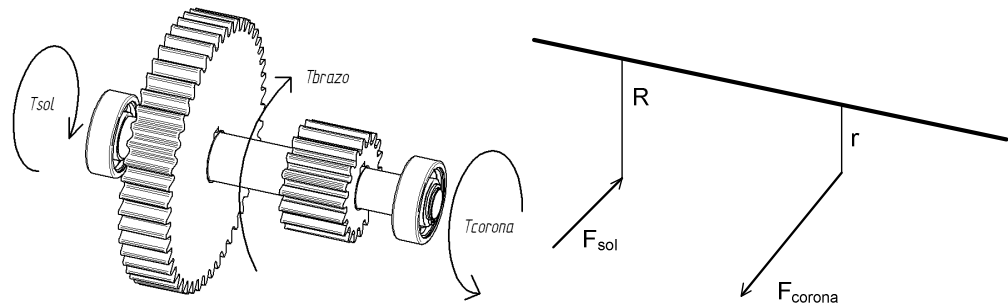


Figura 27. Balance de torques en el eje de planetarios

$$F_{sol} \cdot R = F_{corona} \cdot r ; \quad m = \frac{R}{r} \Rightarrow \frac{F_{corona}}{F_{sol}} = \frac{R}{r} = m \quad (\text{Ecuación 14})$$

$$T_{sol} = F_{sol} \cdot r ; \quad T_{corona} = F_{corona} \cdot R \Rightarrow \frac{T_{corona}}{T_{sol}} = \frac{F_{corona} \cdot R}{F_{sol} \cdot r} = m^2 \quad (\text{Ecuación 15})$$

$$\omega_{corona} = \frac{\omega_{sol}}{m^2} \Rightarrow Pot_{corona} = \omega_{corona} \cdot T_{corona} = \frac{\omega_{sol}}{m^2} \cdot (m^2 \cdot T_{sol}) = Pot_{sol} \quad (\text{Ecuación 16})$$

De las ecuaciones 14 y 15 se encuentra que el torque requerido para ejercer control sobre la corona es $m^2 T_{sol}$. En el caso que $m > 1$, se necesitaría un torque incluso mayor que el del motor de combustión, el cual se ejerce al eje del sol. En la ecuación 16

se encuentra que en un sistema de planetarios se debe aplicar la misma potencia por ambas entradas de velocidad, es por esta razón que en esta solución se realiza una derivación de potencia desde el motor de combustión y se lleva hasta la entrada de una CVT toroidal.

4.6 Esfuerzo de control de la Nueva Transmisión

Cuando se realiza un análisis global a la transmisión se encuentra que el sistema de planetarios actúa como un sumador de velocidad (potencias) y el motoreductor sinfín-corona como mecanismo de control de la relación de transmisión. En realidad, es en el tornillo sinfín en el que se centra la respuesta dinámica de la transmisión y su naturaleza como amplificador de potencia. Cuando se consigue un diseño autobloqueante, el tornillo sinfín no puede impulsar al engrane del sinfín y por lo tanto, el sistema de planetarios se comporta como si la corona estuviera anclada a la estructura.

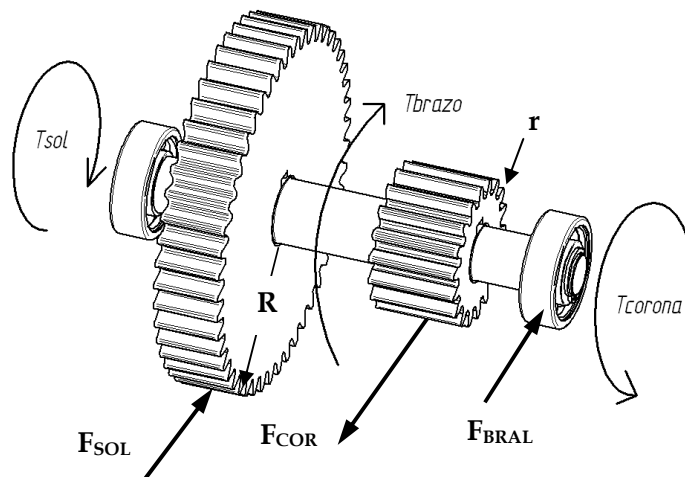


Figura 28. Fuerzas presentes en el eje de planetarios

Realizando un balance de torques en el eje de planetarios (Fig. 28):

$$\sum T_i = 0 :$$

$$F_{sol} R = F_{cor} r \rightarrow F_{cor} = \left(\frac{R}{r}\right) F_{sol} = \left(\frac{Z_{corona}}{Z_{sol}}\right) F_{sol} = m \cdot F_{sol} \quad (\text{Ecuación 17})$$

Dados el torque del sol y de la corona:

$$T_{sol} = F_{sol} r ; \quad T_{cor} = F_{cor} r \quad \Rightarrow \quad \frac{T_{cor}}{T_{sol}} = \left(\frac{F_{cor}}{F_{sol}}\right) \left(\frac{R}{r}\right) = \left(\frac{m \cdot F_{sol}}{F_{sol}}\right) \cdot m = m^2 \quad (\text{Ecuación 18})$$

$$\sum F_x = 0 :$$

$$F_{sol} + F_{bra} - F_{cor} = 0 \Rightarrow F_{bra} = F_{cor} - F_{sol} = m \cdot F_{sol} - F_{sol} = (m-1)F_{sol}r$$

$$T_{bra} = F_{bra}(R+r) = (m-1)F_{sol}(mr+r) = (m-1)(m+1)F_{sol}r = (m^2-1)F_{sol}r$$

$$\left(\frac{T_{bra}}{T_{sol}}\right) = \left(\frac{(m^2-1)F_{sol}r}{F_{sol}r}\right) = (m^2-1)$$

(Ecuación 19)

Cuando la corona se encuentra a velocidad cero y el sol en marcha, la rotación del planetario I es transmitida al planetario II a través del eje de planetarios, y como consecuencia, el eje se ve obligado a girar en sentido contrario al del sol. En ese momento, el eje de planetarios actúa como un mecanismo de palanca (Fig. 29) transmitiendo una fuerza amplificada hacia la corona. Pero como la corona se encuentra bloqueada por el tornillo sinfín, ésta no puede impulsarlo o moverlo. De modo que el punto de contacto entre el planetario y la corona(A) forma el punto de apoyo para el mecanismo de palanca. La fuerza de acción es la que ejerce el sol sobre el primer planetario mientras que la fuerza de reacción es la que ejerce el brazo sobre el eje en los puntos de apoyo de los rodamientos.

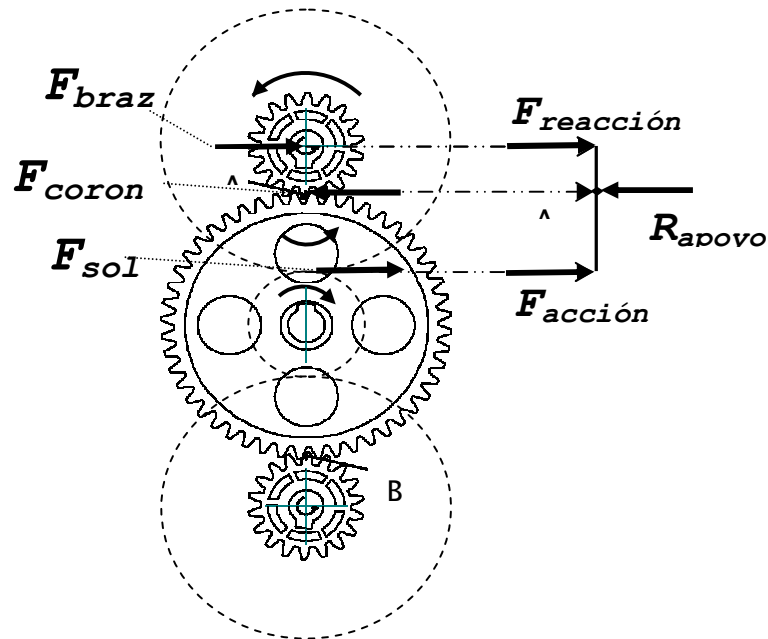


Figura 29. Analogía con un sistema de palancas

El torque en la corona es transmitido hacia la rueda del sinfín por medio del eje que las une. En la hélice del tornillo se presentan dos fuerzas de contacto, una normal al diente, y la otra tangencial, que es la fricción (Fig.30). También se presenta la fuerza de fricción en el rodamiento debido a la carga axial en el tornillo, la cual no es despreciable.

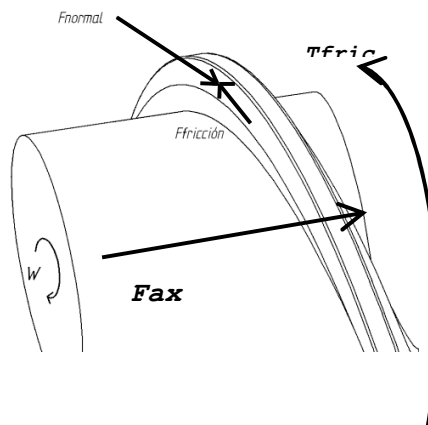


Figura 30. Diagrama de fuerzas sobre el tornillo

Disponiendo de una manera conveniente la hélice del tornillo, se logra que la misma fuerza normal impulse al tornillo, mientras que las dos componentes de fricción se oponen al movimiento de este último. Justo en el ángulo en que los torques se equilibran, se presenta el comportamiento esperado de la transmisión variable continua.

4.7 Modelado matemático y simulación del prototipo de la nueva Transmisión

Un problema importante que se ha detectado en la literatura [39] y que aún no ha sido solucionado es la disminución en la eficiencia del tren de potencia motor de combustión-CVT debido a la implementación de un sistema de control de la relación de transmisión basado en actuadores hidráulicos. El uso de sistemas hidráulicos impone una restricción en la máxima eficiencia que puede ser alcanzada por la transmisión, ya las altas presiones requeridas para controlar la relación de transmisión provoca pérdidas debido a la fricción viscosa del aceite. Por esta razón, en la presente tesis se propone un mecanismo de control diferente para un novedoso sistema de variación de la velocidad. En esta tesis de maestría se propone realizar el modelado del sistema integrado en la fase misma del diseño conceptual, teniendo en cuenta la restricción de actuadores más sencillos de controlar que no mermen la eficiencia del sistema y permita reducir el esfuerzo de control, lo cual se ve reflejado en el torque y la potencia requerida en los actuadores de control. Para ello se modelarán por separado el Tren de Engranajes planetarios, el servomotor DC y el motor universal (Fig. 31), el cual será usado en la otra

tesis de maestría de la segunda etapa del 'proyecto macro' para la realización del diseño del sistema de control a implementar sobre el prototipo.



Figura 31. Modelo virtual del prototipo de la transmisión

4.7.1 Modelado del Tren de engranajes planetarios:

El tren de engranajes planetarios (Fig. 32) es un mecanismo de engranajes epicicloidales de dos etapas de engranajes de dientes externos. El eje del sol está impulsado por el motor principal, en este caso el motor universal, mientras que la corona está acoplado al servomotor DC mediante el sistema sinfín - corona. La salida de la transmisión es por el brazo, el cual a su vez también está conectado al encoder de velocidad.

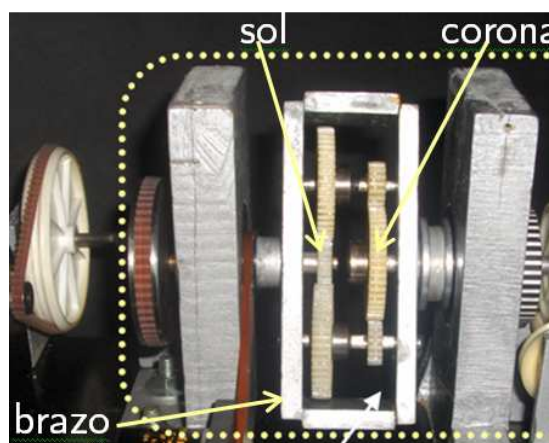


Figura 32. Tren de engranajes planetarios

De acuerdo a la ecuación 9, que describe la cinemática de los trenes engranajes planetarios, la velocidad de salida, la del brazo, es una función lineal de las velocidades del sol y de la corona. Si consideramos que todos los ejes, engranajes y soportes son rígidos, entonces el sistema de planetarios puede ser modelado como un punto de suma de las velocidades ω_{sol} y ω_{corona} (Fig. 33).

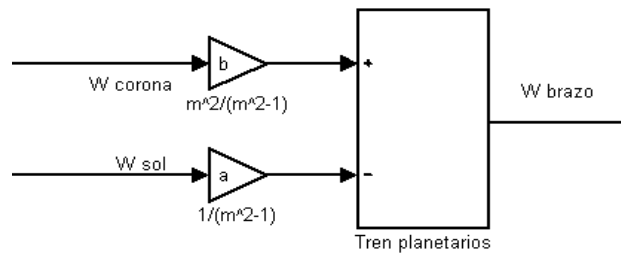


Figura 33. Modelo simplificado del tren de engranajes planetarios

Si tenemos en cuenta las deformaciones en los ejes, la inercia de los componentes mecánicos y la fricción viscosa, se obtiene un modelo dinámico más elaborado. Para un torque y velocidad angular de entrada en el eje del sol, se tiene que:

$$T_{ent} = T_{sol} = I_{eq-s} \frac{d\omega_{sol}}{dt} + B_{eq-s} \omega_{sol} + K_{sol} \int (\omega_{ent} - \omega_{sol}) dt \quad (\text{Ecuación -})$$

Para el caso del eje de la corona:

$$T_{cont} = T_{corona} = I_{eq-c} \frac{d\omega_{corona}}{dt} + B_{eq-c} \omega_{corona} + K_{corona} \int (\omega_{cont} - \omega_{corona}) dt \quad (\text{Ecuación -})$$

En el tren de engranajes planetarios, la componente predominante es la masa del sistema, según la cual dinámica viene dada por el siguiente sistema de ecuaciones [13]:

$$\dot{\omega}_{brazo} = \frac{I_x T_x + I_y T_y}{I_x I_z - I_u I_y} \quad (\text{Ecuación -})$$

$$\dot{\omega}_{corona} = \frac{T_y + I_u \dot{\omega}_{brazo}}{I_x} \quad (\text{Ecuación -})$$

$$\dot{\omega}_{sol} = (i_{as} + 1) \dot{\omega}_{brazo} - i_{as} \dot{\omega}_{corona} \quad (\text{Ecuación -})$$

donde:

$$i_{as} = \frac{R_{corona}}{R_{sol}} \quad (\text{Ecuación -})$$

$$I_u = (i_{as} + 1)I_s \frac{R_{plan}}{R_{sol}} + \frac{i_{as} + 1}{i_{as} - 1} I_{plan} \quad (\text{Ecuación -})$$

$$I_x = I_{corona} \frac{R_{plan}}{R_{corona}} + i_{as} I_{sol} \frac{R_{plan}}{R_{sol}} + \frac{2i_{as}}{i_{as} - 1} I_{plan} \quad (\text{Ecuación -})$$

$$I_y = i_{as} \frac{I_{sol}}{R_{sol}} - \frac{I_{corona}}{R_{corona}} \quad (\text{Ecuación -})$$

$$I_z = \frac{I_{brazo}}{R_{brazo}} + 2 \frac{R_{brazo}}{R_{plan}^2} I_{plan} + (i_{as} + 1) \frac{I_{sol}}{R_{sol}} \quad (\text{Ecuación -})$$

$$T_x = \frac{T_{brazo}}{R_{brazo}} + \frac{T_{corona}}{R_{corona}} + \frac{T_{sol}}{R_{sol}} \quad (\text{Ecuación -})$$

$$T_y = T_{corona} \frac{R_{plan}}{R_{corona}} - T_{sol} \frac{R_{plan}}{R_{sol}} \quad (\text{Ecuación -})$$

El modelo de sistema de planetarios es como se ilustra en la Fig. --.

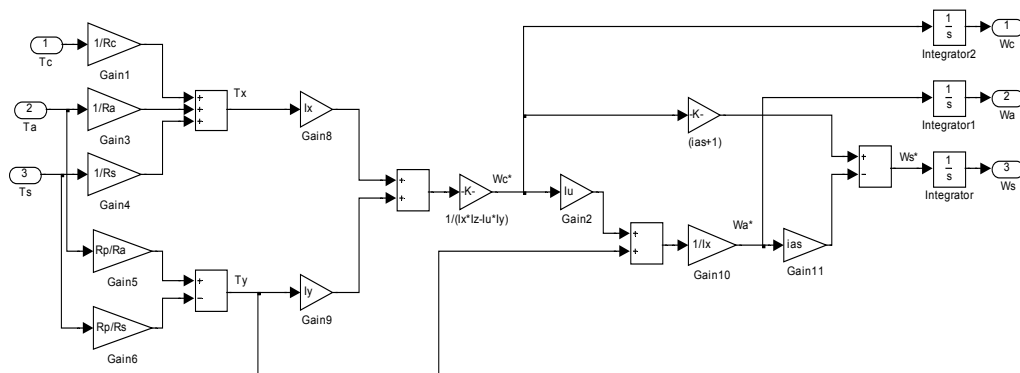


Figura 33. Modelo del tren de engranajes planetarios

4.7.2 Modelado del Servomotor DC

La relación de velocidad de la Transmisión (RV) queda determinada por la velocidad de la corona de acuerdo a la ecuación 13, la cual está acoplada al motor DC mediante un sistema de poleas y un mecanismo sinfín – corona (Fig. 34). De este modo, este motor hará las veces de controlador de la relación de velocidad y será importante seleccionar un motor con buenas características dinámicas. Para el prototipo a escala, se implementó como motor de control un Servomotor Buehler a 24 V.

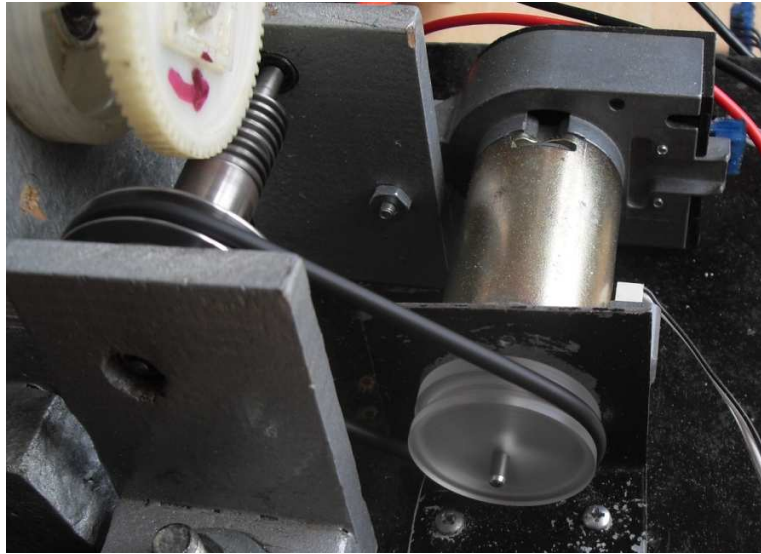


Figura 34. Servomotor DC

El motor DC es un dispositivo ampliamente estudiado y su modelo se encuentra disponible en la literatura. Tiene en cuenta el circuito eléctrico y un análisis de las fuerzas presentes sobre el eje del rotor (Fig. 35).

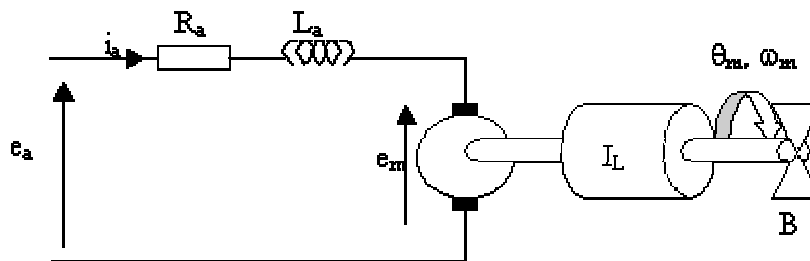


Figura 35. Esquema interno del motor DC

Las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del motor DC son:

$$L_a \frac{di}{dt} = -R_a i + V - e_m \Rightarrow \frac{di}{dt} = \frac{1}{L_a} (-R_a i + V - K_e \omega_m) \quad (\text{Ecuación 20})$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = T - b\omega \Rightarrow \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} (K_t i - b\omega) \quad (\text{Ecuación 21})$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} (K_t i - b\omega) = \frac{1}{J} \left(K_t \left(\frac{V_m - K_e \omega}{R_a} \right) - b\omega \right)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \left(\frac{K_t}{JR_a} \right) V_m - \left(\frac{K_t K_e}{JR_a} + b \right) \omega \Rightarrow \frac{d\omega}{dt} = \alpha_1 V_m - \alpha_2 \omega$$

$$\frac{d\omega}{dt} + \alpha_2 \omega = \alpha_1 V_m$$

(Ecuación 21)

donde:

J = momento de inercia

b = coeficiente de amortiguamiento

V = voltaje de alimentación

R_a = resistencia del bobinado

L = inductancia del bobinado

k_e = constante electromotriz de retorno

k_t = constante del par motor

Teniendo en cuenta las anteriores ecuaciones, se realizó el modelado del motor DC en Simulink, la herramienta de simulación de sistemas dinámicos de Matlab (Fig. 36), obteniéndose la respuesta ilustrada en la Fig. 37.

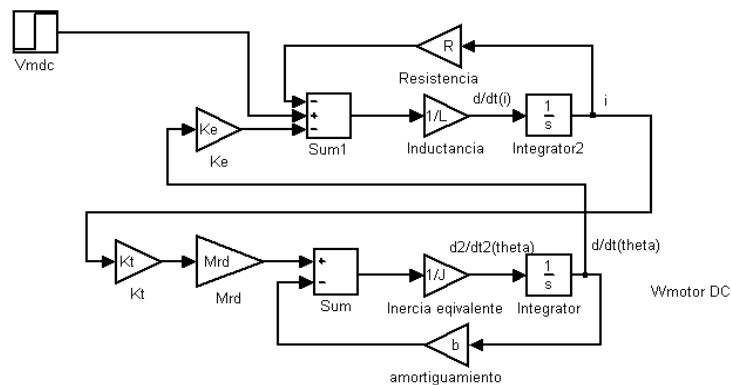


Figura 36. Modelo del motor DC en Simulink

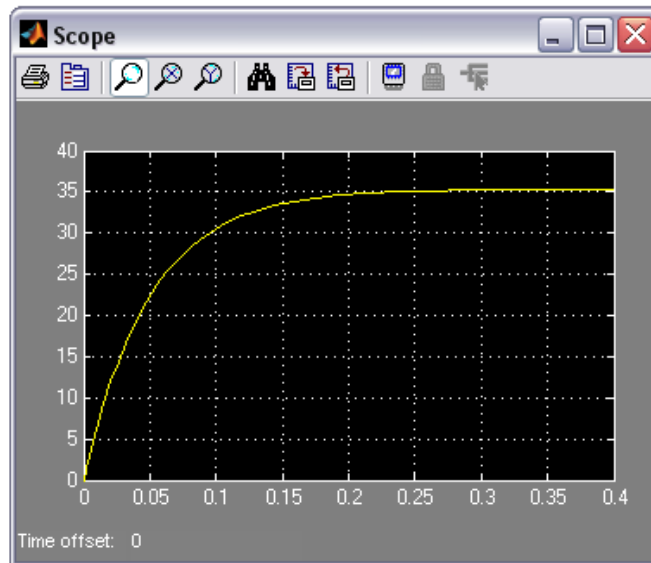


Figura 37. Respuesta del modelo del motor DC

4.7.3 Modelado del Motor Universal

El motor universal se utiliza principalmente por ser un motor altamente compacto y por dar más par por amperio que cualquier otro motor monofásico. Se utiliza en aplicaciones donde se requieren un peso ligero y alto par. Cuando es conectado a la corriente alterna con carga constante, la velocidad y la potencia aumentan proporcionalmente con el voltaje aplicado a partir de velocidades altas, como desde los 3000 r.p.m. El circuito equivalente para el motor universal es como se detalla en la Fig. 38.

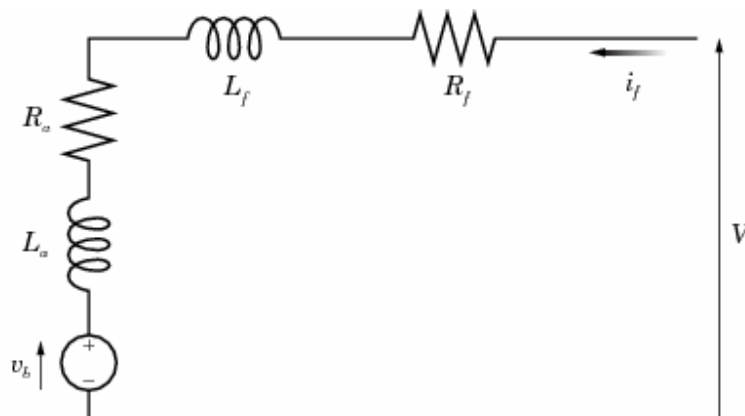


Figura 38. Circuito equivalente del motor universal

Las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del motor universal son:

$$V = (R_f + R_a)i_f + v_b = (R_f + R_a + L_{af}\omega)i_f \quad (\text{Ecuación 22})$$

$$T_m = Pot/\omega = L_{af}i^2 \quad (\text{Ecuación 23})$$

$$T_{carga} = T_m - J\dot{\omega} - B\omega = L_{af}\left(\frac{V}{R_f + R_a + L_{af}\omega}\right) - J\dot{\omega} + B\omega \quad (\text{Ec. 24})$$

donde:

Ra = resistencia de armadura

La = inductancia de armadura

Rf = resistencia del campo

Lf = inductancia del campo

Los motores universales no presentan una buena regulación de la velocidad, ya que la curva de Torque Vs. Velocidad (Fig. 39) presenta una pendiente suave cerca del punto de operación.

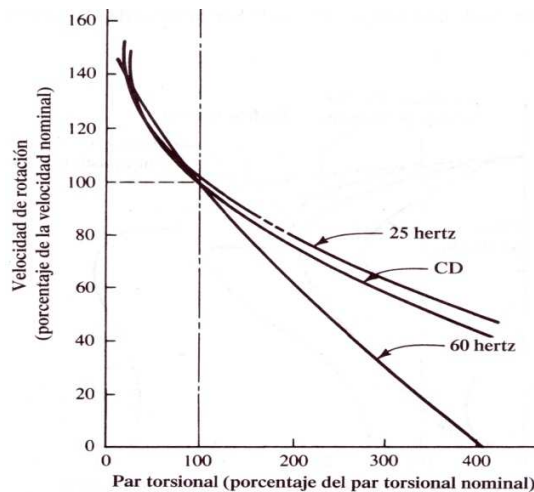


Figura 39. Curva de operación del motor universal¹²

Para el modelado del motor universal, se tendrán en cuenta el torque en la carga debido al acoplamiento con la Transmisión CVT (T_q), la fricción viscosa (T_v) y el torque del motor (T_m), como una función de la velocidad del motor según una tabla basada en la Fig. 40.

¹²Tomado del libro "Diseño de elementos de máquinas" de R.L. Mott, 4 Ed. Mexico: Prentice Hall.

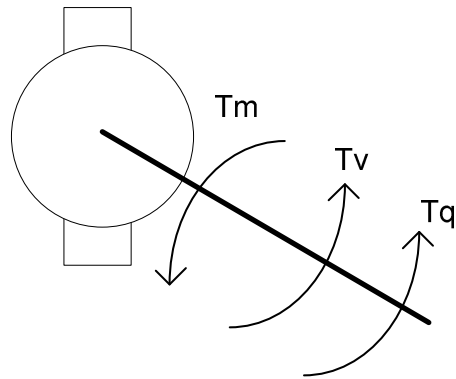


Figura 40. Curva de operación del motor universal

Realizando un balance de fuerzas sobre el eje del motor, se tiene que:

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_m - \beta\omega - T_Q \Rightarrow \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} (T_m(\omega_m) - \beta\omega - T_Q) \quad (\text{Ecuación 25})$$

Tomando T_q como una perturbación en el sistema, se realizó el modelado según la Fig. 41 y se obtuvo una respuesta dinámica de primer orden (Fig. 42).

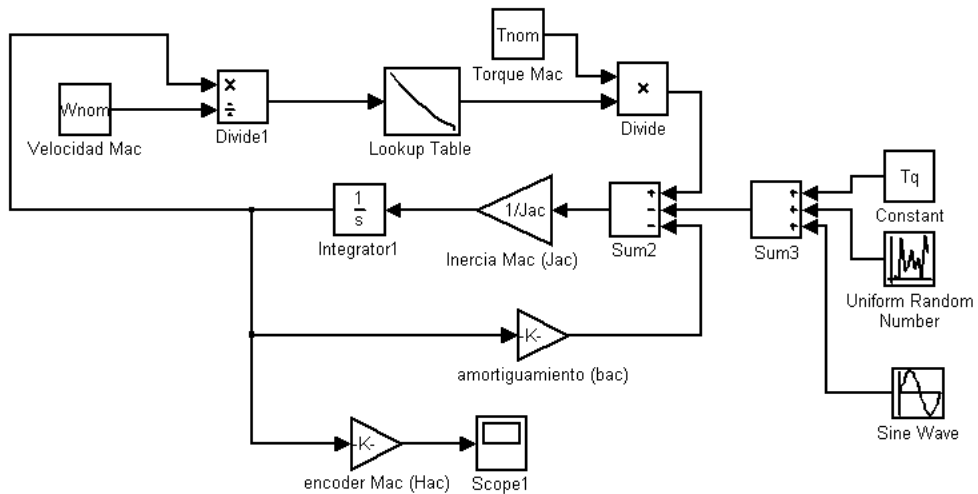


Figura 41. Modelado del motor universal

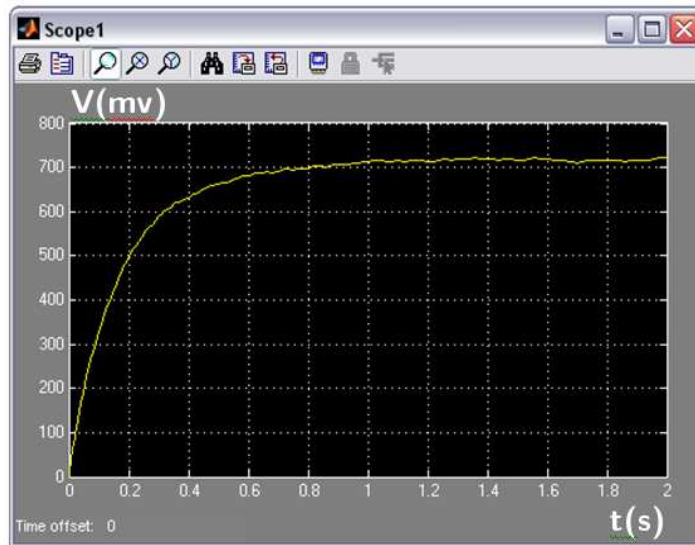


Figura 42. Respuesta dinámica del modelo del motor universal

4.7.4 Modelado del mecanismo sinfín- corona

Cuando se realiza un análisis global a la transmisión CVT, se encuentra que el sistema de planetarios actúa como un sumador de velocidad (potencias) y el motoreductor sinfín-corona como mecanismo de control de la relación de transmisión. En realidad, es en el tornillo sinfín (Fig. 43a) en el que se centra la respuesta dinámica de la transmisión y su naturaleza como 'amplificador de potencia'. Cuando se consigue un diseño autobloqueante, el tornillo sinfín no puede impulsar al engrane del sinfín y por lo tanto, el sistema de planetarios se comporta como si la corona estuviera anclada a la estructura.

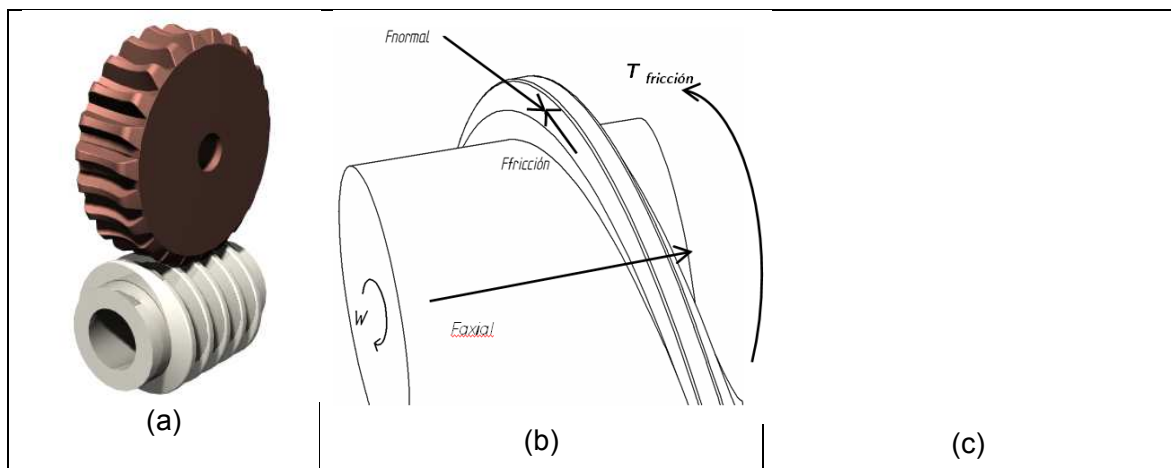


Figura 43. Análisis de las fuerzas presentes en el mecanismo sinfín - corona

El torque en la corona es transmitido hacia la rueda del sinfín por medio del eje que las une. En la hélice del tornillo se presentan dos fuerzas de contacto, una normal al diente, y la otra tangencial, que es la fricción (Fig.43c). También se presenta la fuerza de fricción en el rodamiento debido a la carga axial en el tornillo, la cual no es despreciable (Fig. 43b). Disponiendo de una manera conveniente la hélice del tornillo, se logra que la misma fuerza normal impulse al tornillo, mientras que las dos componentes de fricción se oponen al movimiento de este último. Justo en el ángulo en que los torques se equilibran, se presenta el comportamiento esperado de la transmisión variable continua.

Del análisis de fuerzas realizado en la sección 4.5, se dedujo la relación entre los torques en la corona, el brazo y el sol (Ec. 15 y 16):

$$T_{cor} = m^2 T_{sol} \quad (\text{Ec. 15}) \quad T_{bra} = (m^2 - 1) T_{sol} \quad (\text{Ec. 16})$$

Por otro lado, el torque en el sol está determinado por la reducción de poleas y el torque en el motor principal (motor AC):

$$T_{sol} = m T_{Mac} \quad (\text{Ecuación 26})$$

De este modo, mientras exista una carga en el eje de salida, también aparecerá un torque en el eje del sol determinado por la ecuación Ec. 16, el cual a su vez transmitirá la carga simultáneamente a la corona y al eje del motor AC, según las ecuaciones 15 y 26 respectivamente. Este torque en la corona (T_{cor}) es mantenido en equilibrio mediante las reacciones que aparecen en el tornillo sinfín:

$$F_{normal} = N \quad (\text{Ecuación 27})$$

$$F_{fricción} = \mu N \quad (\text{Ecuación 28})$$

$$T_{cor} = \frac{D_{cor}}{2} (N \cos(\lambda) + \mu N \sin(\lambda)) \Rightarrow N = \frac{2T_{cor}}{D_{cor} (\cos(\lambda) + \mu \sin(\lambda))} \quad (\text{Ecuación 29})$$

de las cuales, la componente tangencial de la resultante provoca un torque en el eje del sinfín (T_N):

$$T_N = \frac{D_w}{2} N (\sin(\lambda) - \mu \cos(\lambda)) \quad (\text{Ecuación 30})$$

De las ecuaciones 29, 30, 16 y 26:

$$T_N = \frac{m^2 m_{Mac} T_{Mac} D_w (\sin(\lambda) - \mu \cos(\lambda))}{D_{cor} (\cos(\lambda) + \mu \sin(\lambda))} \quad (\text{Ecuación 31})$$

donde:

N = fuerza normal sobre el la hélice del tornillo sinfín (N)

μ = coeficiente de fricción sobre el tornillo (adimensional)

λ = ángulo de hélice del tornillo sinfín (grados)

D_w = diámetro del tornillo sinfín (m)

D_{cor} = diámetro de la corona (m)

m_{Mac} = reducción de poleas en la entrada, desde el motor al eje del sol (adimensional)

m = reducción de engranajes de cada etapa (adimensional)

En unos de los extremos del tornillo sinfín, se dispuso deliberadamente un cojinete de deslizamiento, de tal forma que aparezca un torque proporcional a la fuerza normal sobre la hélice del tornillo (T_{rod}):

$$T_{rod} = 2\pi D_{rod} \mu_{k-rod} T_{cor} = 2\pi D_{rod} \mu_{k-rod} m^2 m_{Mac} T_{cor} \quad (\text{Ecuación 32})$$

Los torques anteriores son torques reactivos y se oponen al movimiento. Se originan debido a la rotación del tornillo sinfín y a la acción del torque del motor (T_{Mdc}):

$$T_{Mdc} = k_t i = k_t \frac{V_{Mdc} - k_e \omega_{Mdc}}{R_a} \quad (\text{Ecuación 33})$$

donde:

k_t = constante del par motor

k_e = constante electromotriz de retorno

R_a = resistencia del bobinado

Realizando un análisis de fuerzas sobre la hélice del tornillo:

$$J_{eq} \alpha = m_{rd} T_{Mdc} - T_{rod} - T_N - T_{vis} \Rightarrow J \frac{d\omega}{dt} = m_{rd} T_{Mdc} - T_{rod} - T_N - \beta \omega \quad (\text{Ec. 34})$$

Reemplazando las ecuaciones 31, 32 y 33 en la Ec. 34:

$$J_{eq} \frac{d\omega}{dt} = m_{rd} k_t i - 2\pi D_{rod} \mu_{k-rod} m^2 m_{Mac} T_{Mac} - \frac{m^2 m_{Mac} T_{Mac} D_w (\text{sen}(\lambda) - \mu \cos(\lambda))}{D_{cor} (\cos(\lambda) + \mu \text{sen}(\lambda))} - \beta \omega$$

$$J_{eq} \frac{d\omega}{dt} = m_{rd} k_t i - \beta \omega - \left(2\pi D_{rod} \mu_{k-rod} m^2 m_{Mac} + \frac{m^2 m_{Mac} D_w (\text{sen}(\lambda) - \mu \cos(\lambda))}{D_{cor} (\cos(\lambda) + \mu \text{sen}(\lambda))} \right) T_{Mac}$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_{eq}} (m_{rd}k_t i - \beta\omega - k_{ac}T_{Mac}(\omega_{Mac})) \quad (\text{Ecuación 35})$$

donde:

$$k_{ac} = \left(2\pi D_{rod} \mu_{k-rod} m^2 m_{Mac} + \frac{m^2 m_{Mac} D_w (\text{sen}(\lambda) - \mu \cos(\lambda))}{D_{cor} (\cos(\lambda) + \mu \text{sen}(\lambda))} \right) \quad (\text{Ecuación 36})$$

J_{eq} = momento de inercia equivalente

Del modelado del motor universal, veíamos que el Torque en el motor universal (T_{Mac}) es función de la velocidad del motor (ω_{Mac}), de modo que la Ec. 35 quedaría como:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_{eq}} (m_{rd}k_t i - \beta\omega - k_{ac}T_{Mac}(\omega_{Mac}))$$

Comparando la Ec. 35 con la Ec. 21 para el motor DC, se puede notar que el término diferente es el torque debido al motor universal ($T_{Mac}(\omega_{Mac})$). Si ahora se analiza la Ec. 35 como un sistema multivariable MIMO (multiple input multiple output) con una salida y dos entradas (Fig. 45), el voltaje en el motor DC (u_1) y el voltaje en el motor AC (u_2), puede aplicarse el principio de superposición calculando una función de transferencia para cada par de valores entrada-salida. Si se anula la entrada al motor AC, se tiene que:

$$\frac{d\omega}{dt} = \left(\frac{m_{rd}K_t}{J_{eq}R_a} \right) V_m - \left(\frac{K_tK_e}{J_{eq}R_a} + \beta \right) \omega \Rightarrow \frac{d\omega}{dt} = \alpha_3 V_m - \alpha_4 \omega \quad (\text{Ecuación 37})$$

$$\frac{d\omega}{dt} + \alpha_4 \omega = \alpha_3 V_m$$

Aplicando la transformada de Laplace:

$$sW(s) + \alpha_4 W(s) = \alpha_3 V_m(s) \Rightarrow (s + \alpha_4)W(s) = \alpha_3 V_m(s)$$

$$H_1(s) = \frac{W(s)}{V_{mdc}(s)} = \frac{\alpha_3}{(s + \alpha_4)} = \frac{k_1}{(\tau_1 s + 1)} \quad (\text{Ecuación 38})$$

donde:

$$k_1 = \frac{\alpha_3}{\alpha_4}$$

$$\tau_1 = \frac{1}{\alpha_4}$$

De igual manera, si se anula la entrada al motor DC, se obtiene una relación para la velocidad de salida con respecto al voltaje aplicado al motor AC:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_{eq}}(-\beta\omega - k_{ac}T_{Mac}(\omega_{Mac})) = -\frac{\beta}{J_{eq}}\omega - \frac{k_{ac}}{J_{eq}}T_{Mac}(\omega_{Mac}(t)) \Rightarrow \frac{d\omega}{dt} + \alpha_5\omega = -\alpha_6T_{Mac}(t)$$

$$H_2(s) = \frac{W(s)}{T_{Mac}(s)} = \frac{-\alpha_6}{(s + \alpha_5)} = \frac{k_2}{(\tau_2s + 1)} \quad (\text{Ecuación 39})$$

donde:

$$k_2 = \frac{\alpha_6}{\alpha_5}$$

$$\tau_2 = \frac{1}{\alpha_5}$$

Entonces se tiene que la matriz de transferencia desde la entrada u hasta y se define como:

$$Y(s) = G(s)U(s) \quad (\text{Ecuación 40})$$

donde $U(s)$ y $Y(s)$ son las transformadas de Laplace de $u(t)$ y $y(t)$, asumiendo unas condiciones iniciales iguales a cero ($x(0) = 0$).

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_1 & 0 \\ 0 & G_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (\text{Ecuación 41})$$

Sin embargo, dado que sólo se efectúan acciones de control sobre el motor DC, entonces, se puede observar que la dinámica de la Transmisión CVT está determinada por el tiempo de respuesta τ_1 , el cual depende de las características del servomotor DC y de la inercia equivalente:

$$J_{eq} = J_{\sin\ fin} + \left(\frac{Z_{\sin\ fin}}{Z_{rueda-\sin\ fin}} \right)^2 J_{Eje-corona} + \left(\frac{Z_{\sin\ fin}}{Z_{rueda-\sin\ fin}} \right)^2 \left(\frac{Z_{corona}}{Z_{sol}} \right)^2 J_{Eje-planetarios} \quad (\text{Ecuación 42})$$

La cual es mucho menor que la inercia equivalente llevada hasta el motor AC.

4.7.5 Modelado de la Transmisión CVT

Finalmente, se combinaron los modelos matemáticos del motor universal, el servomotor DC, el sistema de planetarios y del tornillo sinfín en un único modelo de simulink (Fig.

44). Se planteo un primer modelo teniendo en cuenta el modelo simplificado el tren de planetarios.

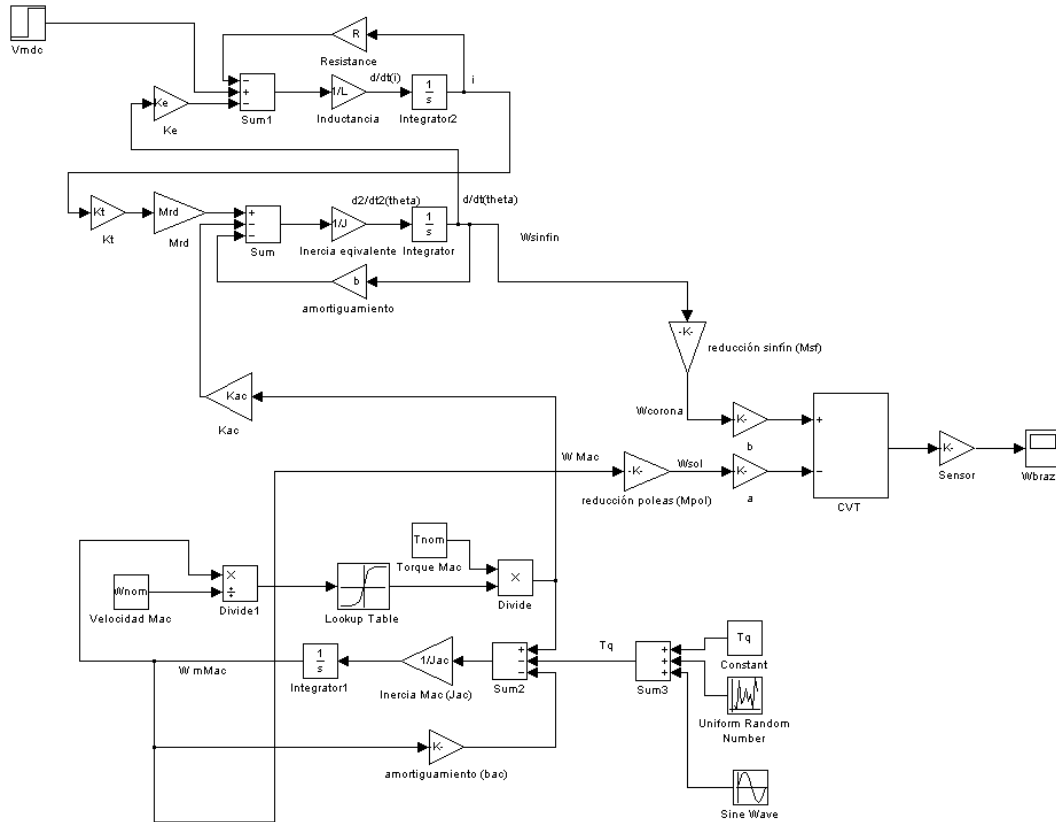


Figura 44. Modelado en simulink de la Transmisión CVT

En la transmisión CVT, la potencia es suministrada por medio del motor universal, el cual se encuentra conectado al sol. Sin embargo, la transmisión podría ser impulsada por cualquier otro tipo de fuente motriz, ya sea de tipo eléctrico, neumático o hidráulico. De aquí se destaca que la respuesta dinámica intrínseca del motor impulsor no afecta la respuesta dinámica de la transmisión, puesto que la señal de velocidad de dicho motor ingresa en el diagrama de bloques de la planta como una señal de perturbación, afectando tanto la velocidad del brazo como el torque neto en el tornillo sinfín (Fig. 45).

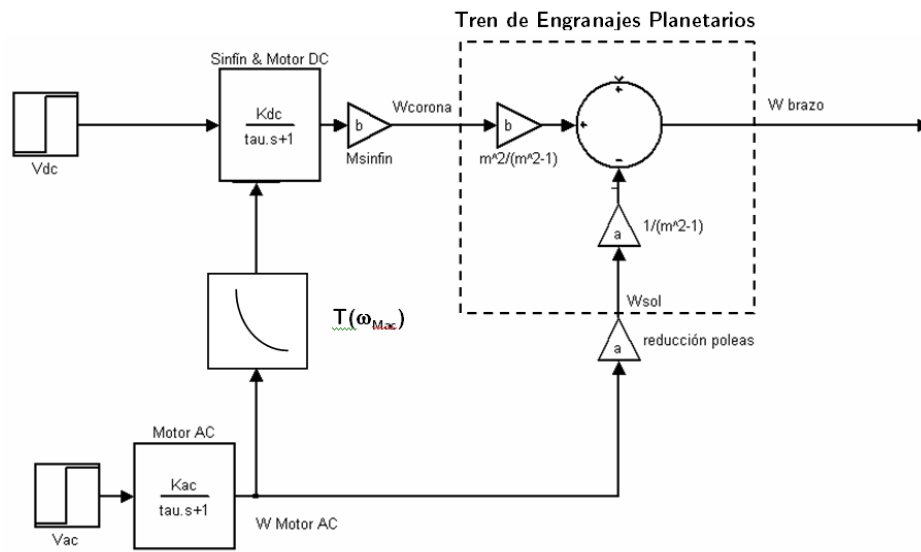


Figura 45. Modelo teórico de la Transmisión CVT

Una vez configurados los parámetros del modelo, se realizó la simulación del modelo en Simulink, energizando el motor AC y 3 segundos después, dando un escalón en el voltaje de alimentación del motor DC. El resultado se ilustra en la Fig. 46.

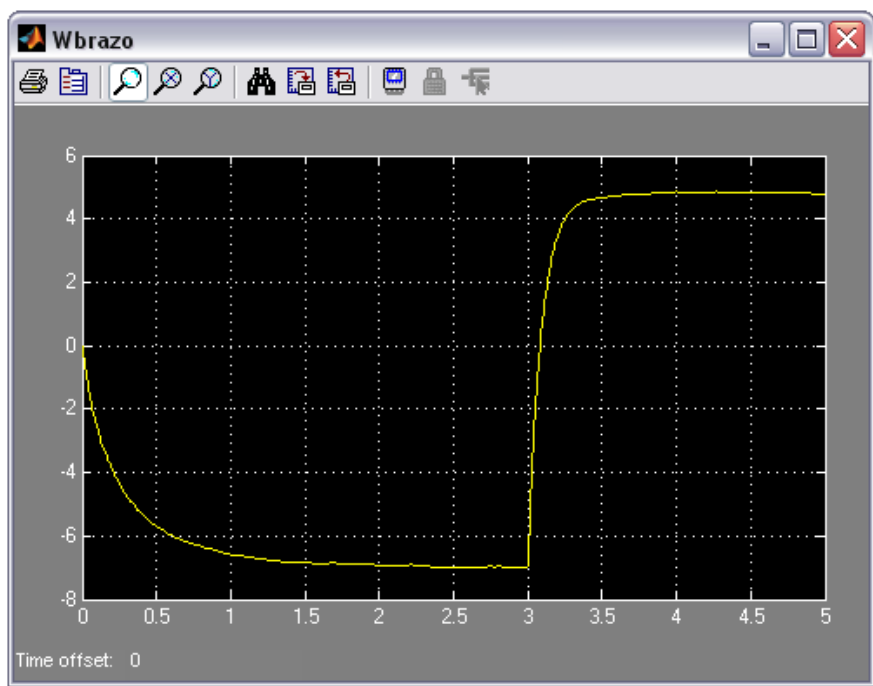


Figura 46. Señal de salida del modelo de la Transmisión CVT

Posteriormente, se incluyó el segundo modelo del tren de engranajes planetarios. Este modelo es la combinación lineal de dos modos de funcionamiento. El primero, cuando la corona se encuentra en reposo. En este caso, el sistema de planetarios se comporta como un reductor y el sistema puede ser descompuesto en una carga (L) y el sistema impulsor (m). Las ecuaciones de torque para este sistema son:

$$\frac{d^2\theta_m(t)}{dt^2} = -\frac{B_m}{J_m} \frac{d\theta_m(t)}{dt} - \frac{K}{J_m} [\theta_m(t) - \theta_L(t)] + \frac{1}{J_m} T_m(t)$$

$$\frac{d^2\theta_L(t)}{dt^2} = \frac{K}{J_L} [\theta_m(t) - \theta_L(t)]$$

Las funciones de transferencia entre $\Theta_m(s)$ y $T_m(s)$ y entre $\Theta_L(s)$ y $T_m(s)$ son:

$$\frac{\Theta_m(s)}{T_m(s)} = \frac{J_L s^2 + K}{s [J_m J_L s^3 + B_m J_L s^2 + K (J_m + J_L) s + B_m K]}$$

$$\frac{\Theta_L(s)}{T_m(s)} = \frac{K}{s [J_m J_L s^3 + B_m J_L s^2 + K (J_m + J_L) s + B_m K]}$$

4.7.6 Simulación del prototipo de la Transmisión CVT

Finalmente se realizó un prototipo virtual en Solid Edge® versión académica (Fig. 47) para evaluar el comportamiento de la transmisión cuando es acoplada a un motor eléctrico. El modelo en 3D fue exportado a Visual Nastran Desktop® versión demo para simular las relaciones cinemáticas. Después se realizó una comunicación entre Visual Nastran y Simulink® de Matlab® para conectar con los modelos de los motores DC y AC.

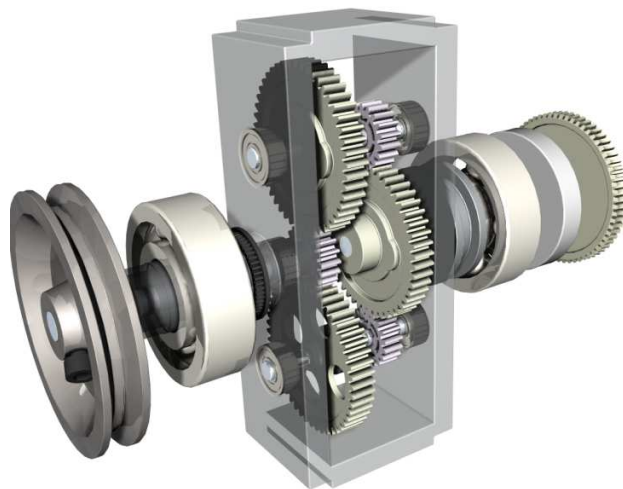


Figura 47. Modelo virtual para la simulación del prototipo

La Fig. 48 muestra la velocidad del brazo cuando se tiene ingresa una señal escalón en el motor DC y el motor AC está encendido.

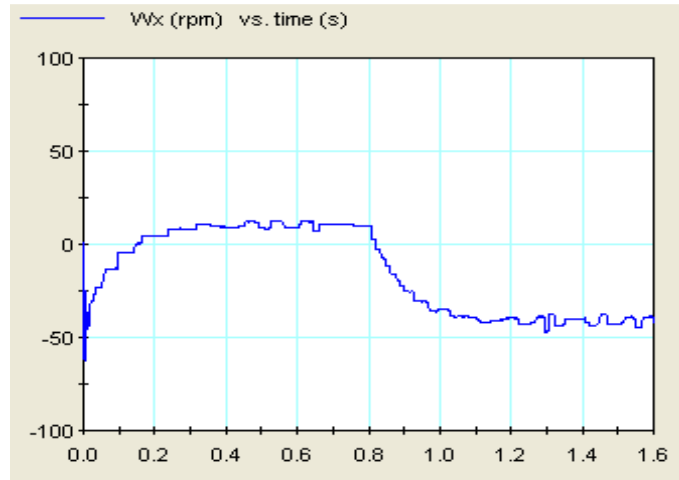


Figura 48. Resultados de la simulación del modelo virtual

CAPÍTULO 5

5. DISEÑO DEL EQUIPO PROTOTIPO DE LA TRANSMISIÓN

El diseño de la transmisión fue realizado teniendo en cuenta dos criterios: la minimización del espacio y la maximización de la eficiencia. El espacio para optimizar es el ocupado por las dos etapas de engranajes del tren de planetarios, tal como se ilustra en la Fig. 49.

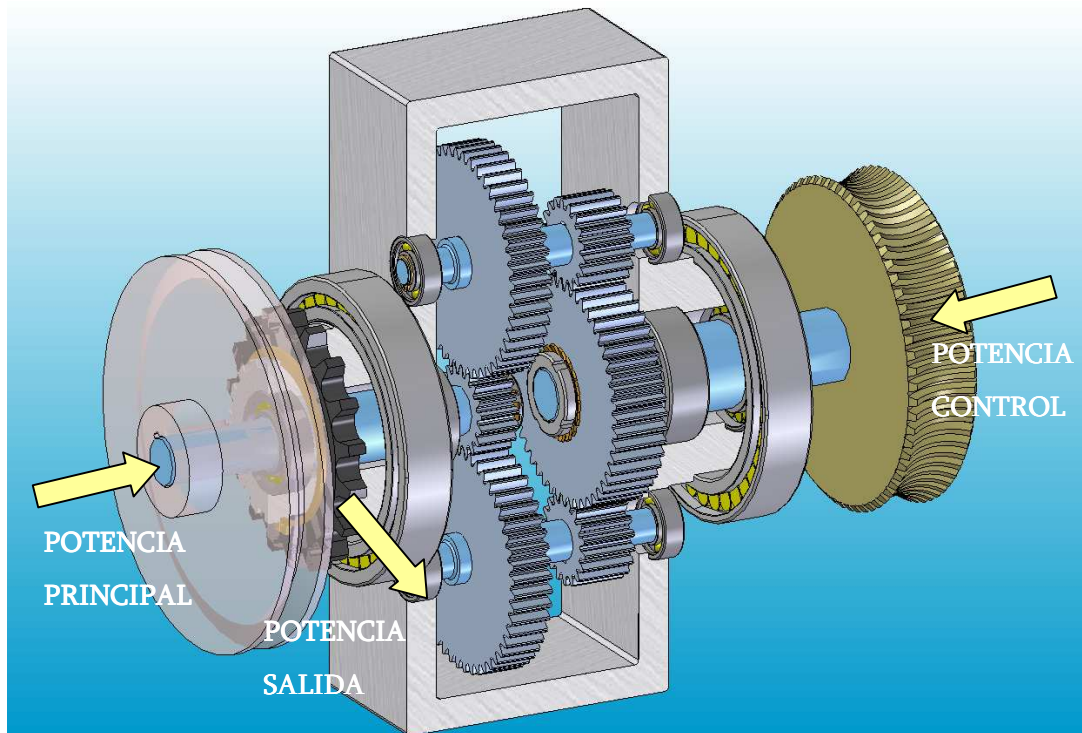


Figura 49. Flujo de potencias en la transmisión

El núcleo principal de la transmisión consta de este juego de engranajes planetarios, el cual se comporta como un punto de suma para las velocidades del motor principal y del motor de control.

5.1 Diseño del Tren de Engranajes Planetarios

La transmisión está formada por dos etapas con engranajes de dientes externos y tres planetas alrededor del sol, simétricamente dispuestos para que el sistema sea balanceado estática y dinámicamente (Fig. 50).

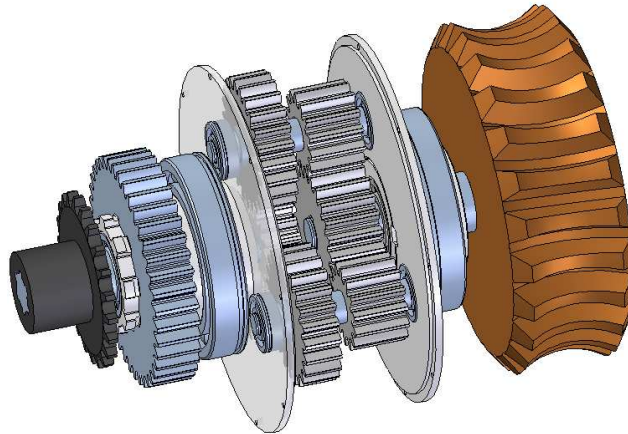


Figura 50. Tren de engranajes planetarios

Para ello, se diseñaron los engranajes de dientes rectos según las normas AGMA 908-B89 teniendo en cuenta los siguientes parámetros de entrada para el diseño:

ESPECIFICACIONES DE DISEÑO:

El sistema de planetarios debe transmitir una potencia neta de salida del motor de 7.5 hp, la cual es transmitida desde los planetarios hacia la corona en forma simétrica.

Z1 [planetario II] = 14 dientes

Z2 [corona] = 23 dientes

Ángulo de presión = 20° (Estándar)

Velocidad del planetario II ω_1 = 734 rpm

Pot / eje de planetarios = 2.5 hp → (Pot / Nejes_plan = 7.5 hp /3)

SELECCIÓN DEL MATERIAL:

Material: AISI 4140 endurecido en forma superficial

Dureza: 50 HRC

Número de tensión por flexión permisible: 45 Ksi

Número de tensión debida al contacto permisible: 170 Ksi

Se realizó el diseño de engranajes dejando un parámetro libre de variar: el Factor de Cara (facefactor = ancho / paso diametral). De este modo, se obtuvo la curva del Volumen requerido por las dos etapas del tren de engranajes planetarios Vs. el parámetro de diseño "Factor de Cara - Facefactor" (Fig. 51):

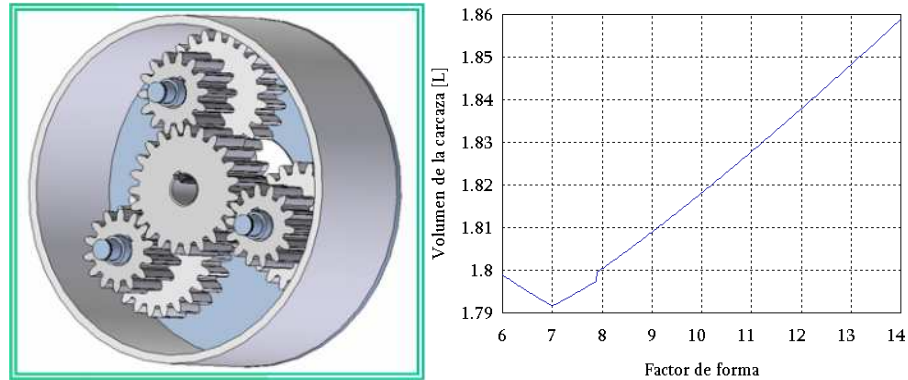


Figura 51. Optimización del espacio requerido por el tren de planetarios

El cálculo de los engranajes fue realizado con un programa en TK Solver, el cual contiene las ecuaciones, tablas y sugerencias del estándar AGMA 218.01. El diseño de los engranajes presenta gran importancia para las características dinámicas de la transmisión. No sólo determina la cinemática del mecanismo epicicloidial, sino que tendrá gran influencia sobre el tiempo de respuesta de la CVT. Todo el sistema de planetarios se encuentra girando alrededor su eje central, seis engranajes en total, por lo que la inercia de la transmisión estará determinada principalmente por la masa de los engranajes, ya que sólo los dos ejes planetarios aportarían y el brazo sería fabricado en aluminio. Debido a su considerable impacto en la resistencia a la corrosión y la geometría, la elección del paso diametral es de importancia crítica. En el procedimiento normal de diseño se propone una geometría que satisfaga la relación de velocidad que se necesita y se asume un paso diametral para realizar pruebas, puesto que la intensidad de esfuerzos depende de él. En este problema se ha decidido optimizar la selección del paso diametral con el objetivo de minimizar el peso de los engranajes (Fig. 52). Para ello, se ha realizado el procedimiento normal de diseño iterativamente con varios pasos diametrales dentro del rango de:

$$6 < Pd < 24$$

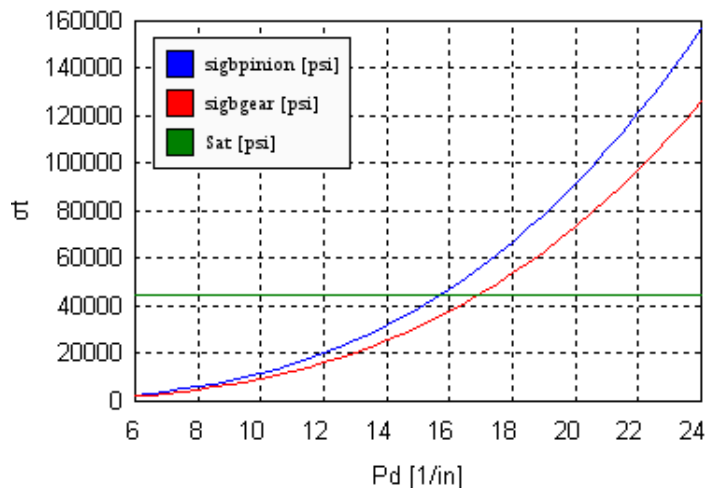


Figura 52. Esfuerzo por Flexión en ambos engranajes

5.2 Diseño del Mecanismo de Sinfín - Corona

El otro punto importante del diseño de la transmisión es el Mecanismos Sinfín-Corona (Fig. 53). Para el diseño del Sinfín se tienen en cuenta simultáneamente la velocidad de deslizamiento (fricción), esfuerzo a flexión en los dientes de la corona, durabilidad superficial de los materiales y potencia del motor de control requerida para seleccionar el ángulo de hélice que represente el menor esfuerzo de control.

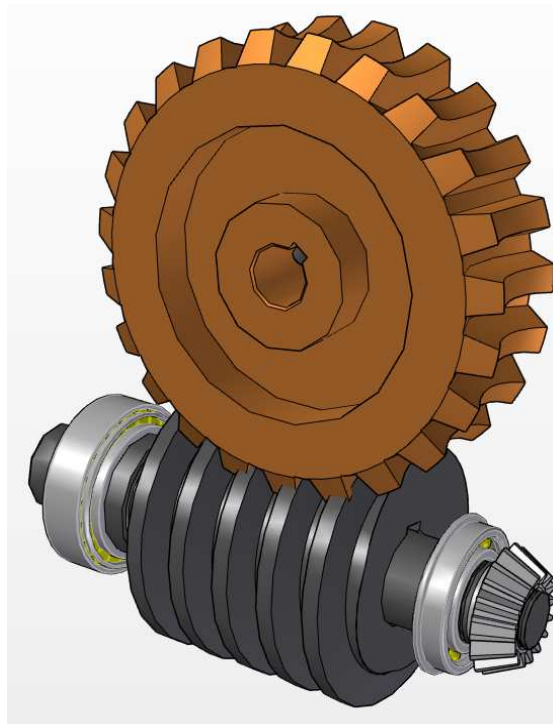


Figura 53. Mecanismo sinfín - corona

Para ello, se realizará un análisis a un conjunto de parámetros clave como:

- Pd: Paso diametral
- Nw: Número de entradas del tornillo
- Ng: Número de dientes de la rueda
- λ : Ángulo de hélice del tornillo
- μ : Coeficiente de fricción en el cojinete
- Rc: Radio medio del cojinete axial

El procedimiento normal de diseño de un mecanismo de sinfín corona presenta gran libertad en la elección de los parámetros, como el diámetro del gusano, el número de dientes de la corona, número de entradas del tornillo o el ángulo de hélice. Usualmente se toman valores recomendados por norma para todos estos valores. Para el caso particular de diseño del mecanismo de tornillo sinfín para su aplicación en la CVT-epicicloidal, se deben cumplir simultáneamente las ecuaciones concernientes a la relación de potencias deseada y las ecuaciones del diseño en cuanto a durabilidad y resistencia por flexión en el mecanismo del sinfín. Es por esto que la única manera de resolver este problema es mediante un proceso iterativo en el programa de cálculo TK SOLVER (Fig. 54).

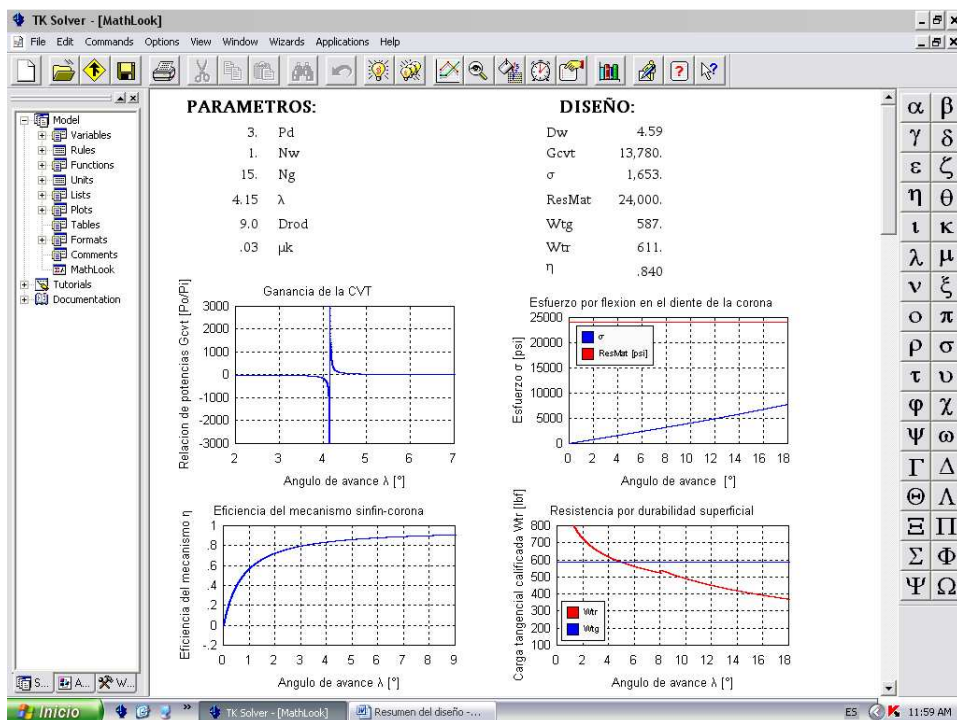


Figura 54. Proceso de diseño del mecanismo sinfín-corona

Se toman las variables: Paso diametral y Número de entradas del tornillo como parámetros de diseño. De la gráfica “Ganancia de la CVT”, que expresa la relación de potencias entre el motor principal y el motor de control (ρ_{pot} vs. λ), se determina el ángulo de hélice para el cual la relación de potencia tiende a infinito (Fig.55). Dado que el modelo presenta una asíntota para este ángulo, se toma un valor ligeramente inferior. La relación de potencia es el producto de la relación de la velocidad de los motores por la relación de torques. Esta relación de torque es deducida del análisis estático realizado en el mecanismo del sinfín (Ec. 43 - 45):

$$\rho_{pot} = \rho_t \cdot \rho_v = \text{función}(\lambda) \quad (\text{Ecuación 43})$$

$$\rho_v = \frac{N_{MotorAC}}{N_{MotorControl}} = \frac{1660rpm}{6000rpm} = 0.277 \quad (\text{Ecuación 44})$$

$$\rho_t = \frac{T_{MotorAC}}{T_{MotorControl}} = \text{función}(\lambda) \quad (\text{Ecuación 45});$$

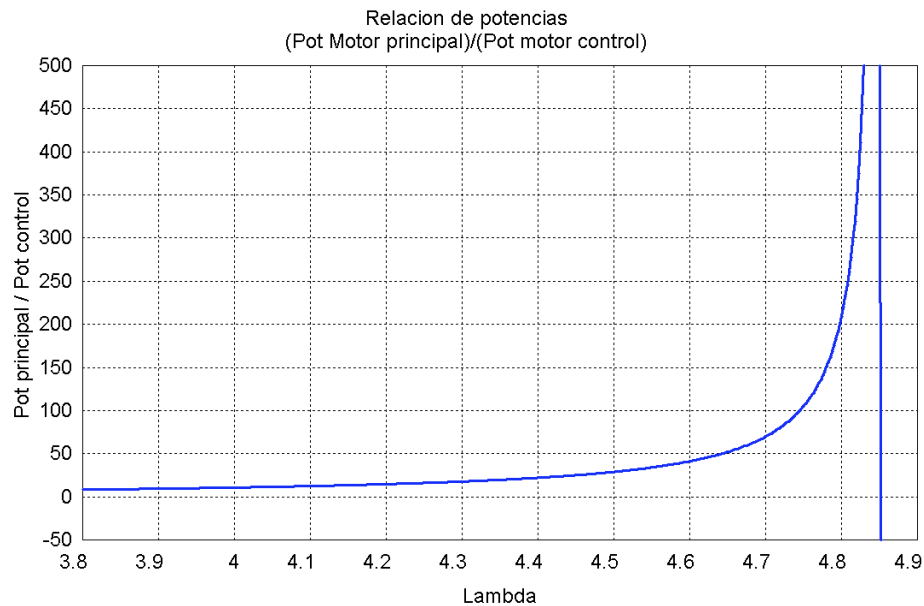


Figura 55. Ganancia de la CVT: Relación de Potencias

Como resultado del análisis matemático que se ha realizado sobre el comportamiento de la CVT, se ha obtenido esta curva (Fig.55), en la que se demuestra el funcionamiento de la transmisión variable como **transistor de potencia mecánico**. La ganancia de potencia

comienza a elevarse más pronunciadamente para ángulos mayores que 4° , presentándose una asíntota en el valor del ángulo de hélice de 4.84° . En teoría, esto significaría que la CVTE tendría una ganancia infinita, pero esto es sólo la respuesta de un modelo aproximado, ya que no se ha modelado la teoría de la fricción desde un punto de vista riguroso, incluyendo la no linealidad de la respuesta de la fuerza de fricción.

Una vez definido el ángulo de hélice se comprueban la “eficiencia” (Fig. 56), el nivel de “esfuerzos por flexión” (Fig. 57) presente en la rueda y el “esfuerzo por durabilidad” (Fig. 58), en este caso la “capacidad de carga tangencial” de la rueda del mecanismo, pues está fabricada del material más blando (bronce).

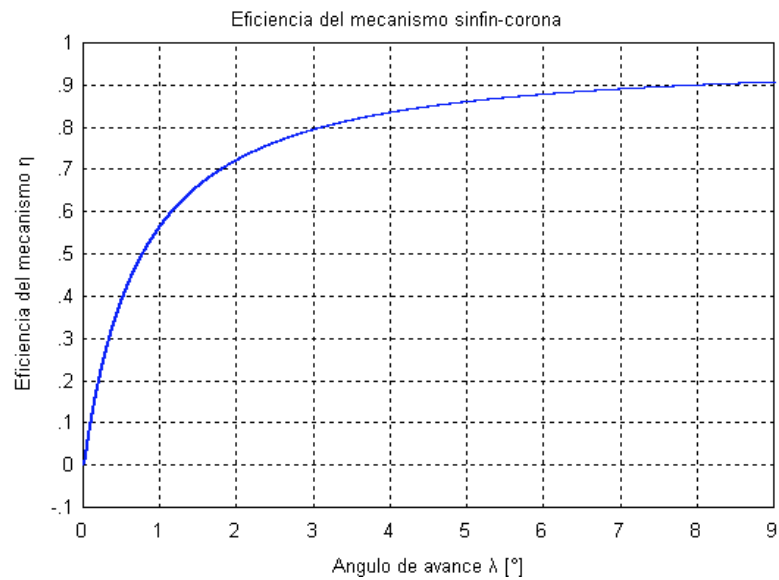


Figura 56. Eficiencia del mecanismo sinfín - corona

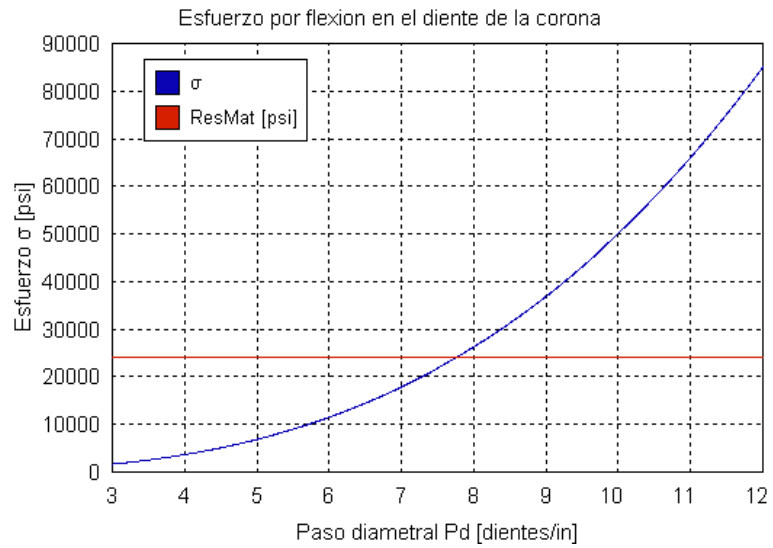


Figura 57. Esfuerzos por flexión en la corona

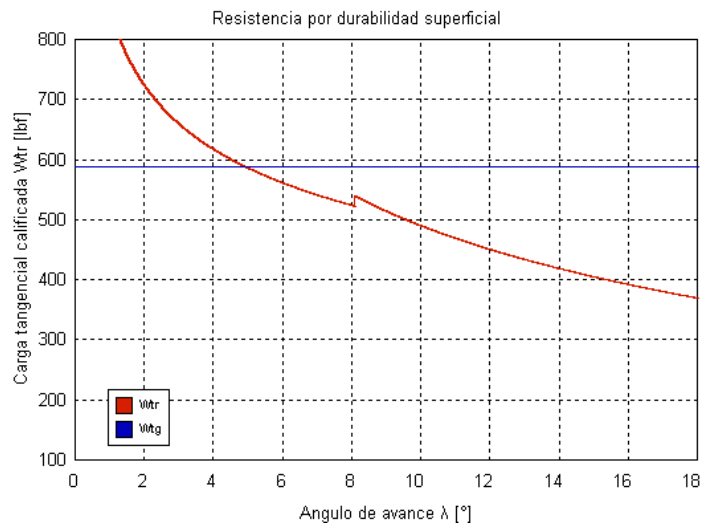


Figura 58. Esfuerzos por durabilidad en la corona

Cuando el engranaje no era capaz de resistir la carga aplicada, ya sea por el criterio de falla por desgaste o por esfuerzo a flexión, se ajustaron jugar con los parámetros de diseño de tal manera que se cumplieran con los criterios de diseño exigidos por la norma y una relación de potencias menor o igual a 10:

- Capacidad de Carga > Carga aplicada (durabilidad)
- Velocidad tangencial moderada ($V_t < 1500$ pies/min)
- Eficiencia aceptable
- Esfuerzo a flexión seguro ($\sigma < \text{Resistencia del material}$)

5.3 Modelado en Solid Edge de la Transmisión Diseñada

Una vez realizado el cálculo y la selección de todos los elementos de la CVT, se modelaron las piezas en el paquete de diseño Solid Edge y se construyó el ensamblaje para la comprobación de interferencias (figuras 59-60). Los elementos de la transmisión fueron diseñados según la librería de partes del EngineerHandbook de Solid Edge: ejes, engranajes, cuñas, anillos de retención y tornillos, mientras que los rodamientos, chumaceras, arandelas y tuercas de seguridad fueron seleccionadas del fabricante de rodamientos SKF y los modelos CAD fueron descargados directamente de www.skf.com.

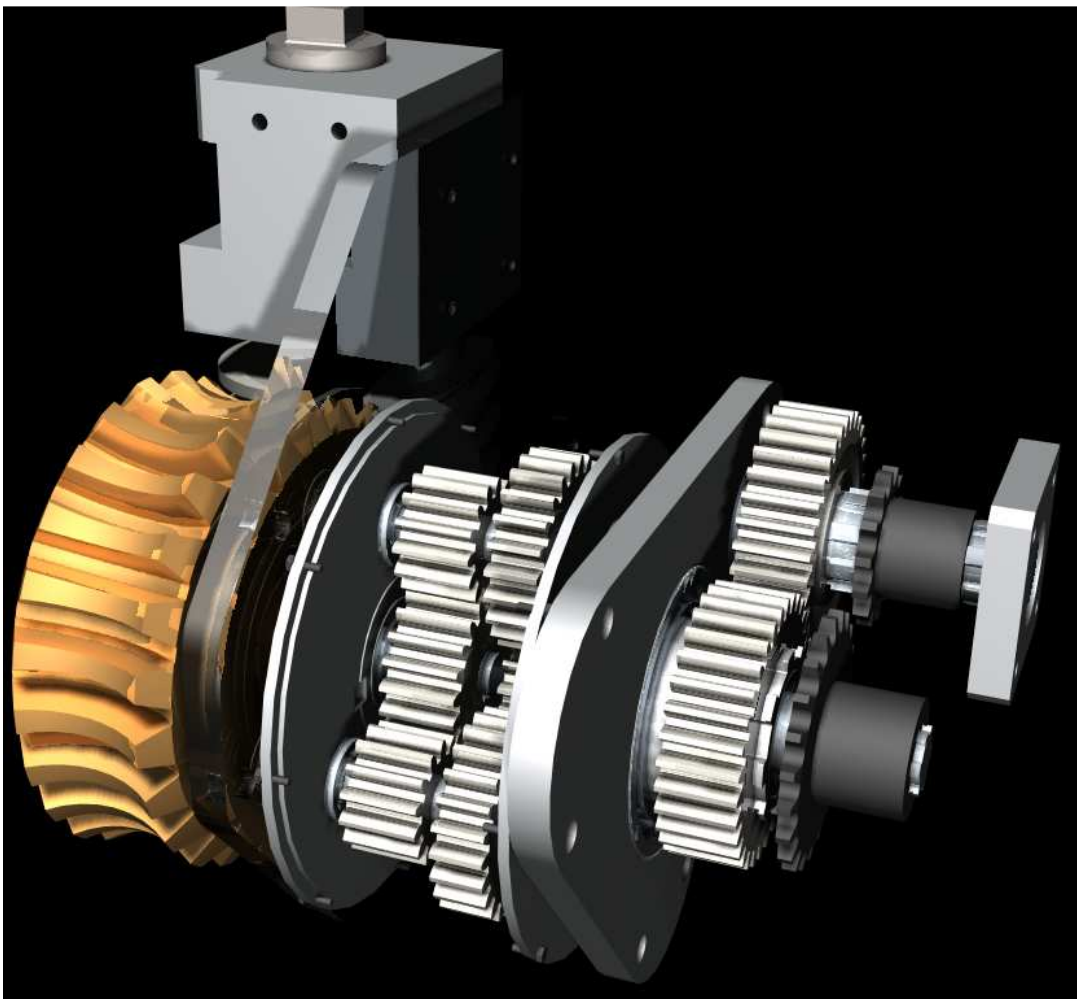
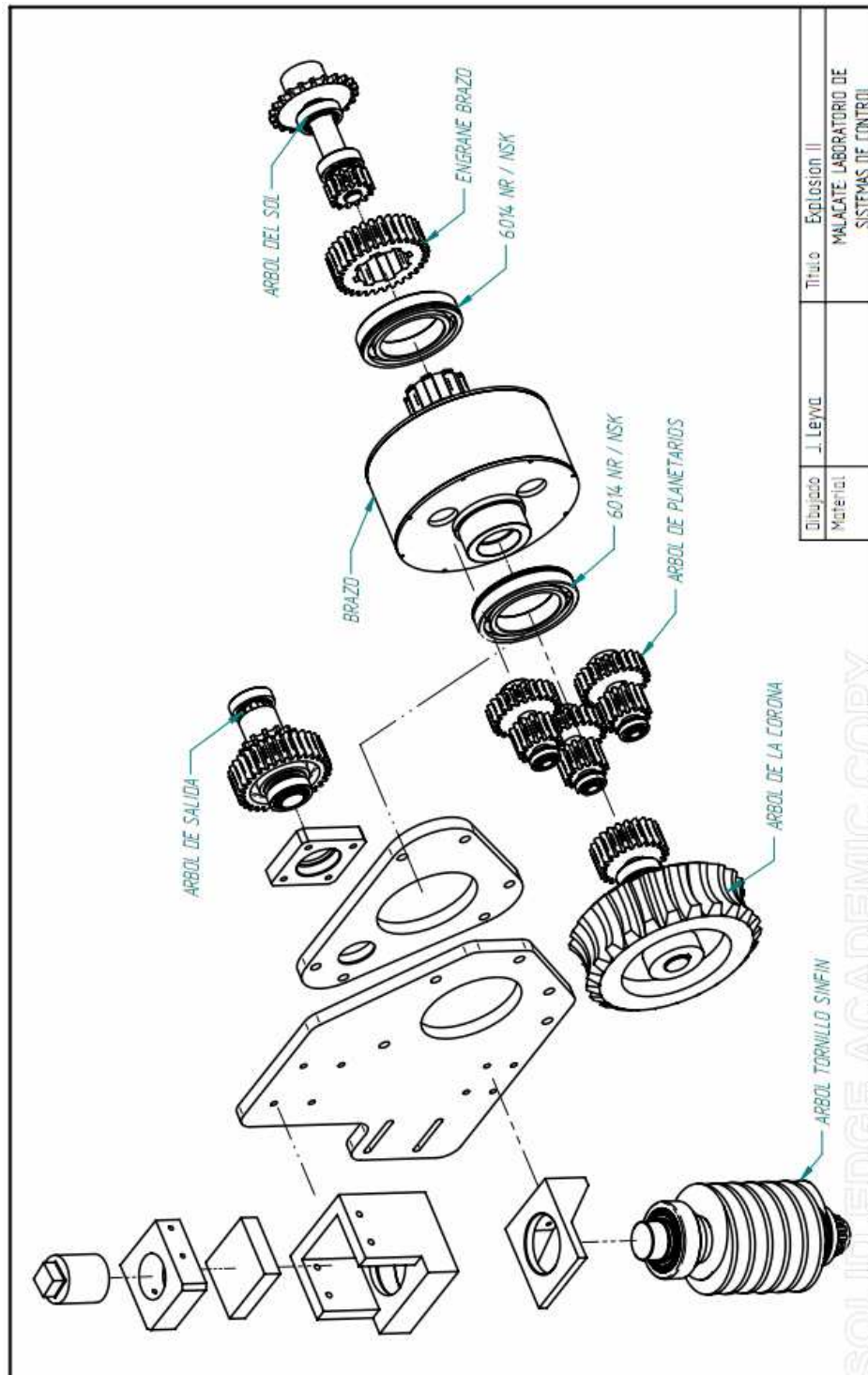


Figura 59. Modelado en Solid Edge de la Transmisión



Dibujado	J. Leyva	Título	Explosión II
Material		MÁQUINA LABORATORIO DE SISTEMAS DE CONTROL	

Figura 60. Despiece de los elementos de la transmisión

5.4 Diseño del banco de pruebas

Para el montaje de la transmisión se diseñó un banco de pruebas conformado por un soporte estructural, un motor DC, el cual actúa como motor principal, un motor universal para el control y un motor síncrono que actúa como generador (Fig. 61-62).

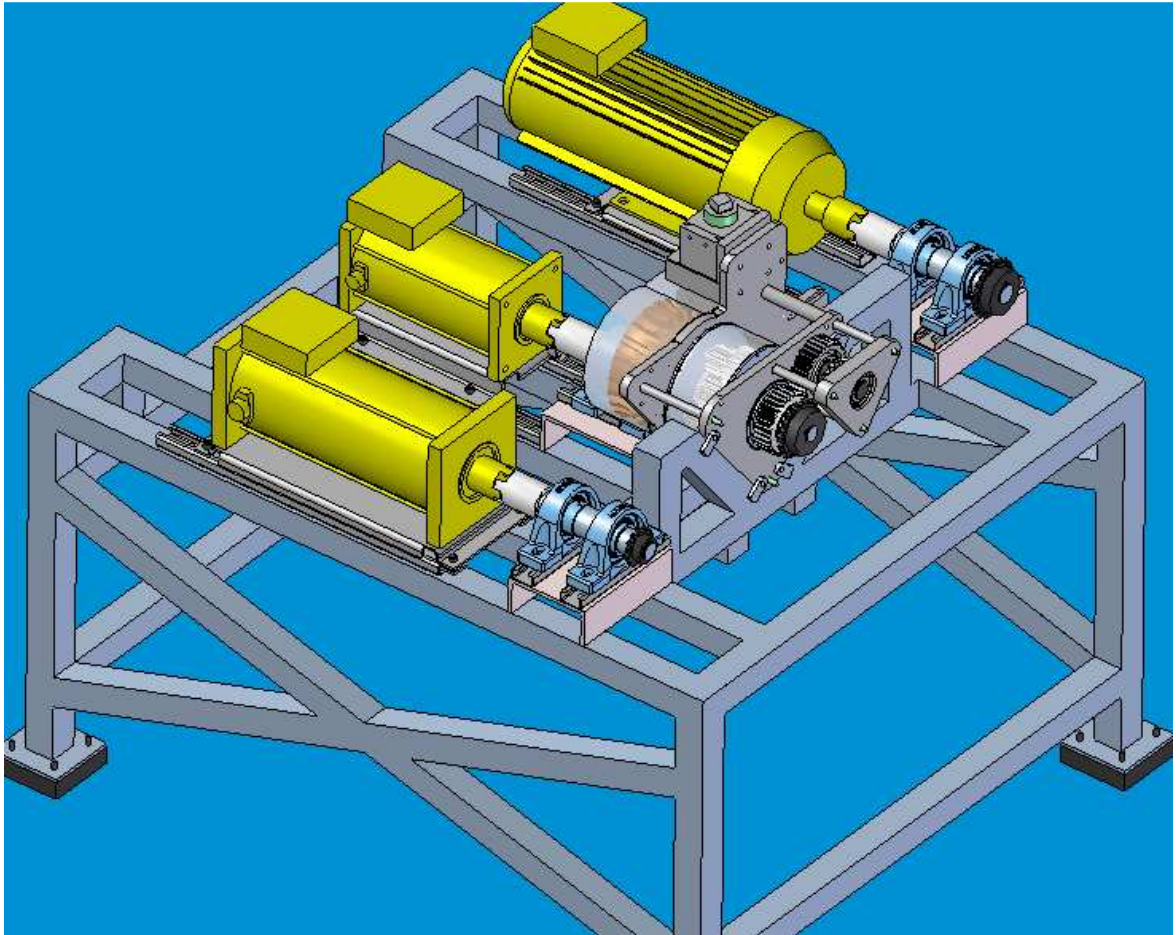


Figura 61. Banco de pruebas

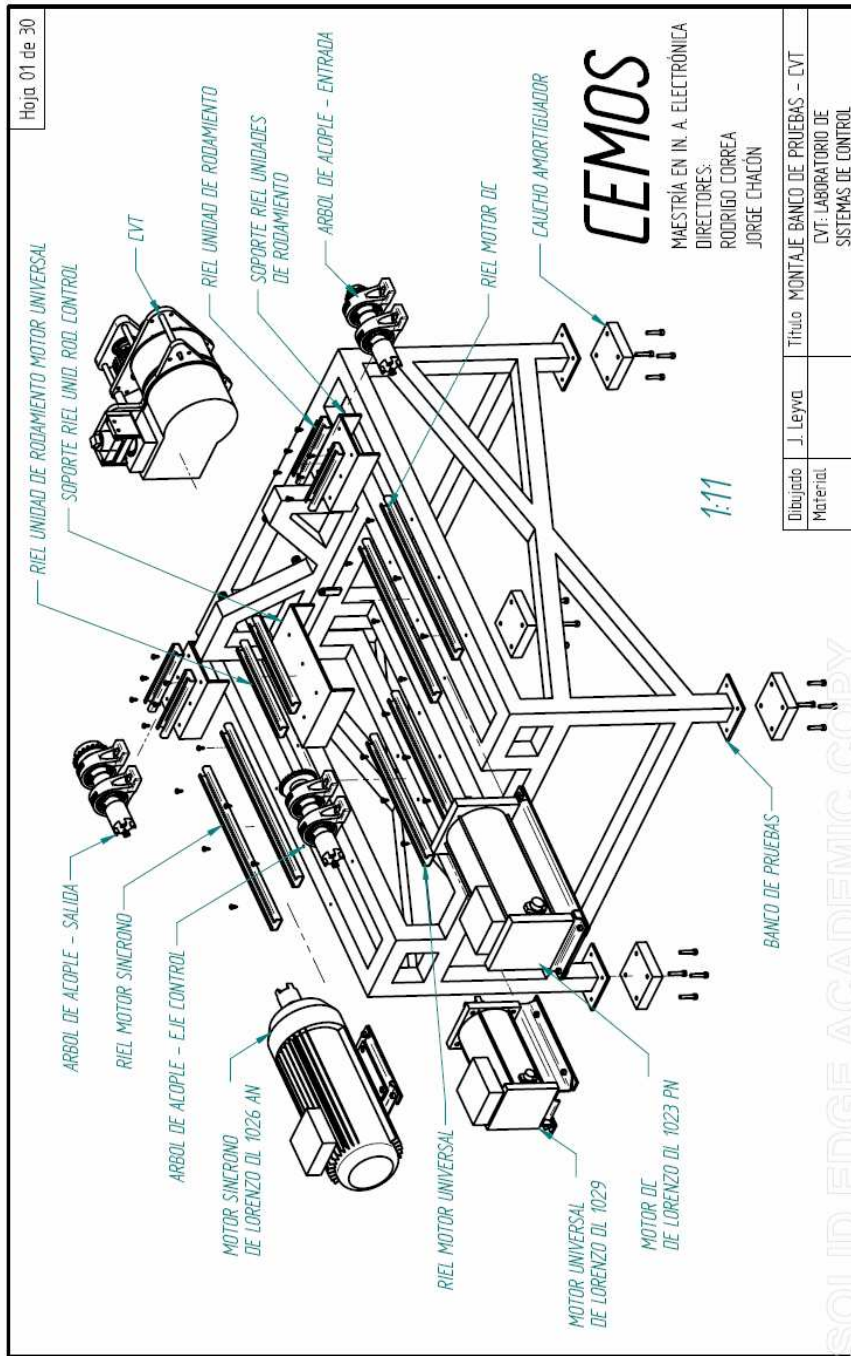


Figura 62. Montaje de la transmisión en el banco de pruebas

CAPÍTULO 6

6. CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO E INSTALACIÓN EN UN BANCO DE PRUEBAS

La implementación física en un prototipo busca mostrar las características cinemáticas y dinámicas de un modelo teórico, y también permite explorar qué ventajas y desventajas presentaría la máquina al ser implementada. Para la comprobación del funcionamiento de la CVT y del análisis teórico realizado, se hizo la construcción de dos prototipos, uno a escala para las pruebas cinemáticas y el otro con las medidas reales de la máquina diseñada. Para la construcción del segundo prototipo se participó en el concurso abierto “CONVOCATORIA PARA LA CONSOLIDACIÓN DE GRUPOS DE INVESTIGACIÓN, 2007 – 2008” organizado por la “VICERRECTORÍA DE INVESTIGACIÓN Y EXTENSIÓN” y se clasificó entre una de las propuestas ganadoras.

6.1 Construcción del prototipo a escala

Como antecedentes de este proyecto de investigación, se cuenta con un primer prototipo a escala de la transmisión, fruto del proyecto de pregrado del autor y de la Ingeniera Gisell Bernate (Fig. 63).

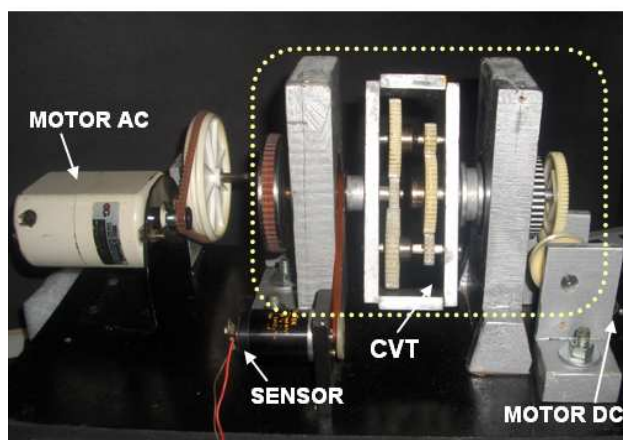


Figura 63. Prototipo a escala de la transmisión

Dicho prototipo consta de un motor principal (motor AC), que provee el torque que se requiere en la salida, un motor de control (motor DC), por medio del cual se establece una dependencia lineal entre la velocidad de salida y la señal de control (consigna) y, un juego de engranajes epicicloidales comandado por un reductor sinfín-corona, que se encarga de sumar algebraicamente las dos señales de velocidad en el eje de salida de la CVT. El prototipo de la transmisión obtiene su energía mecánica de un motor de corriente

alterna. El motor utilizado en el prototipo es un motor universal, debido a que es un motor comercial de fácil adquisición y a que posee la mayor relación potencia/peso de los motores eléctricos.

Características del motor Universal:

- Motor Universal, 2 polos
- Tensión de alimentación de 110 voltios, frecuencia de 60 Hz.
- Velocidad en nominal: 7000 RPM
- Potencia 90 vatios.

A continuación del motor se instaló una reducción de poleas de doble etapa, para disminuir la alta velocidad alcanzada en este tipo de motores. La reducción total alcanzada es de 20, y fue calculada para una velocidad del brazo de cero dada la velocidad de la corona, de 54 rpm.

Posteriormente, se realizó la construcción del prototipo a escala real. Este prototipo fue construido con los siguientes elementos:

6.2 Tren de engranajes planetarios de doble etapa

El sistema de engranajes planetarios representa el núcleo de la Transmisión (Fig. 64). Los sistemas epicicloidales son muy útiles para concentrar 2 acciones motrices en un eje. A diferencia de un reductor de engranajes, los ejes de todas las ruedas no están inmóviles, sino que alguno de ellos puede girar alrededor de los ejes de las otras. Se llaman ruedas planetas a las que se mueven alrededor de ejes fijos, y ruedas satélites a las que tienen ejes móviles, que a su vez giran alrededor de las ruedas planetas. Estas ruedas satélites van siempre unidas a un brazo, el cual gira sobre un eje fijo.

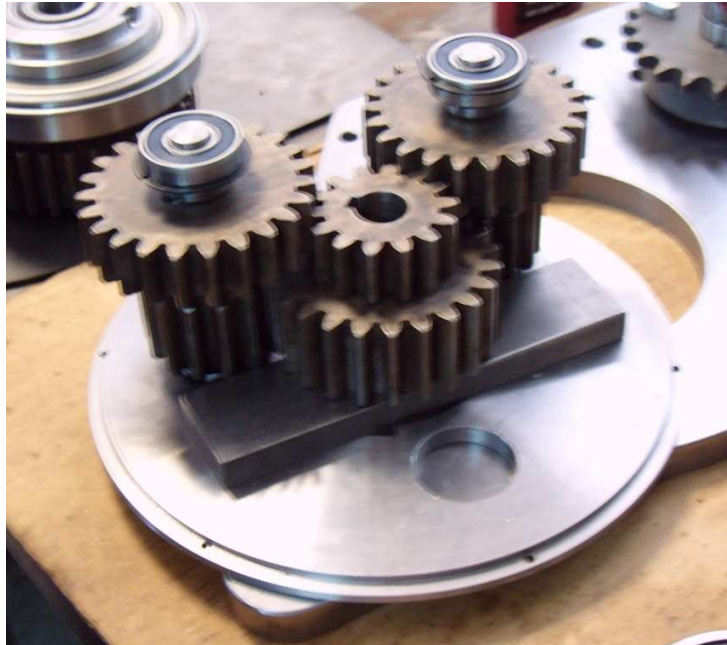


Figura 64. Tren de engranajes planetarios

6.3 Sistema impulsor

La energía mecánica es suministrada al prototipo por medio de un motor de corriente continua. El motor utilizado en el prototipo es un motor DC, debido a que es un motor adecuado para la medición de la potencia entrante al sistema (Fig. 65).

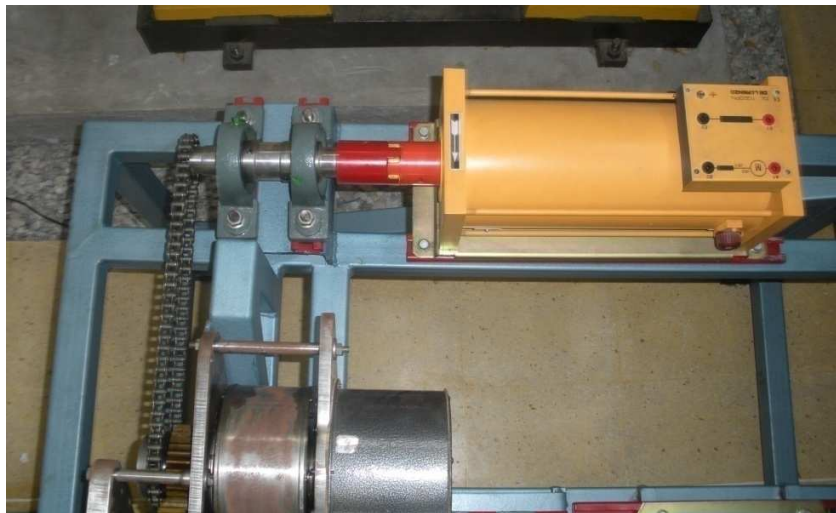


Figura 65. Motor de corriente continua – Potencia de Entrada

Las características del motor son:

- Tipo: Motor de corriente continua

- Tensión de alimentación: 220 voltios
- Velocidad nominal: 1800 RPM
- Potencia 1.8 KW

A continuación del motor se seleccionó una reducción de cadena para disminuir la velocidad (Fig 66). La reducción total alcanzada es de 1.57.

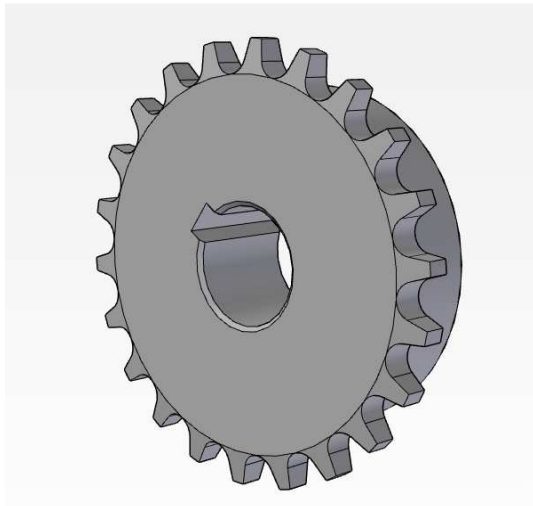


Figura 66. Reducción de cadena de la etapa de entrada

- Cálculo de la potencia de diseño: para un choque moderado y un impulsor de motor, SF = 1.4.

$$\text{Potencia de diseño} = 1.4 (7.5 \text{ hp}) = 10.5 \text{ hp}$$

- Cálculo de la relación que se desea.

$$R1=14 \quad \omega_1 = 1895$$

$$R2=22 \quad \omega_2 = 1206$$

6.4 Motor de control

Como motor de control, se ha implementado un Motor Universal con las siguientes características (Fig. 67):

- Tipo: Motor Universal
- Tensión de alimentación de 240 voltios.
- Potencia de 0.47KW.
- Velocidad nominal:3000 RPM



Figura 67. Motor Universal

Se ha seleccionado este motor por su comportamiento bastante lineal y sus características de funcionamiento:

- Funciona con corriente alterna y con corriente directa
- Posee un par de arranque muy elevado
- La velocidad es directamente proporcional a la corriente
- Para invertir el sentido de rotación, se invierte el sentido de la corriente en cualquiera de los bobinados.

En vacío, sin la acción de carga externa, la velocidad angular de salida ω_m en función de la tensión continua V_m aplicada puede simplificarse mediante la relación:

$$\frac{\omega_m}{V_m} = \frac{K_e^{-1}}{\frac{R_a \cdot J_m}{K_m \cdot K_e} \cdot s + 1} \cdot K_T \longrightarrow \frac{\omega_m}{V_m} = \frac{A_m}{\tau_m \cdot s + 1} \quad (\text{Ec.46})$$

donde K_e es la constante de de fuerza contraelectromotriz, K_m la constante de par, R_a la resistencia de armadura, J_m la inercia del rotor . Estos parámetros pueden englobarse en una ganancia estática A_m (rpm/V), en una constante de tiempo electromecánica $\tau_m(s)$.

6.5 Mecanismo de sinfín corona

La función del tornillo sinfín es acoplar el eje del motor DC con la corona de los engranajes planetarios (Fig. 68). El tornillo tiene un ángulo de hélice de 4.15° y posee una sola entrada. La corona tiene 15 dientes, con lo que la reducción en el mecanismo es de 15. El sinfín es impulsado por el motor DC a través de una reducción de cadena de 1.57:1. La reducción en total desde el motor hasta la corona es de 23.5, resultando en una velocidad en la corona de 127 rpm.



Figura 68. Mecanismos Sinfín – Corona

6.6 Ejes, Elementos conectores y de soporte

La estrategia utilizada para el cálculo de los ejes fue un procedimiento iterativo, ya que se tuvo en cuenta la dependencia existente entre las dimensiones del brazo y los diferentes ejes, y entre estos. Esto se hizo con el fin de minimizar las dimensiones finales de cada eje. Para el cálculo de los ejes fue utilizado TK Solver, con el cual se puede solucionar un conjunto de ecuaciones, con la libertad de definir las variables de entrada y salida del modelo en cualquier momento. De igual manera, fueron mecanizados los ejes y demás elementos conectores y de soporte de la transmisión (Fig. 69).



Figura 69. Ejes, Elementos conectores y de soporte

6.7 Ensamble de la Transmisión

Una vez construidos todos los elementos de la transmisión, fueron montados de acuerdo al plano de explosión, comprobando las tolerancias y los ajustes especificados (Fig. 70).



Figura 70. Ensamble de la transmisión

Finalmente, se instalaron las carcasas con los respectivos empaques y se vertió el aceite lubricante en el interior del tren de engranajes y del sinfín – corona (Fig. 71).

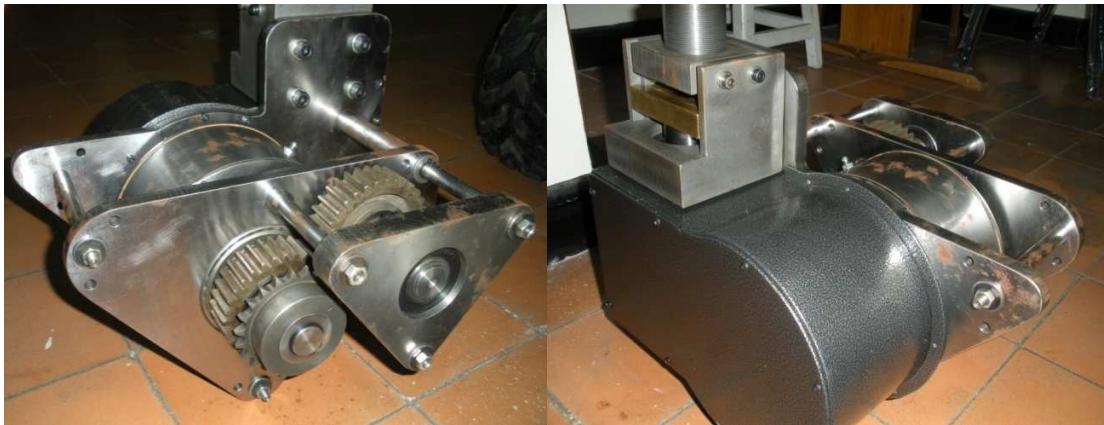


Figura 71. Prototipo de la Transmisión

6.8 Construcción y Montaje del Banco de Pruebas

Se diseñó y construyó un banco de pruebas para el montaje de la Transmisión, el cual está formado por una estructura construida con perfiles rectangulares de acero (Fig. 72),

un árbol de transmisión y una reducción de cadenas para la potencia de entrada y, un árbol de transmisión y reducción de cadena para la salida (Fig. 73).



Figura 72. Estructura del banco de pruebas

El banco de pruebas se encuentra ubicado en el Laboratorio de Máquinas Eléctricas de la Escuela de Ingenierías Electrónica, Eléctrica y Electrónica debido a la disponibilidad de los diferentes motores y las conexiones eléctricas necesarias.

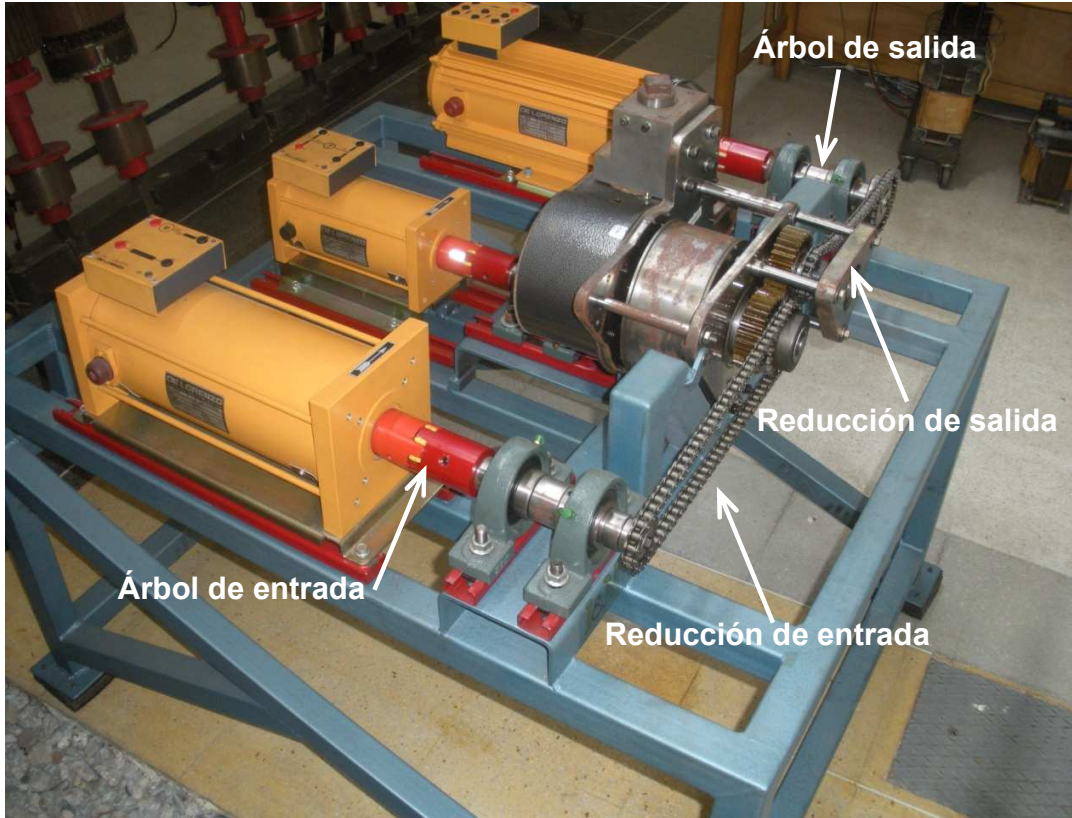


Figura 73. Banco de pruebas de la transmisión

CAPÍTULO 7

7. PRUEBAS SOBRE EL PROTOTIPO

Para la comprobación del funcionamiento de la transmisión, se realizaron pruebas de variación de la velocidad de control para caracterizar el comportamiento cinemático y se aplicaron diferentes fuerzas para comprobar su respuesta cinética. Inicialmente se realizaron las pruebas sobre el prototipo a escala.

7.1 Pruebas Preliminares sobre el Prototipo a Escala

Para la realización de las pruebas de factibilidad de la idea, se dispuso inicialmente un prototipo a escala impulsado por un motor universal de 90W y controlado por uno de 2.5W (Fig. 74).

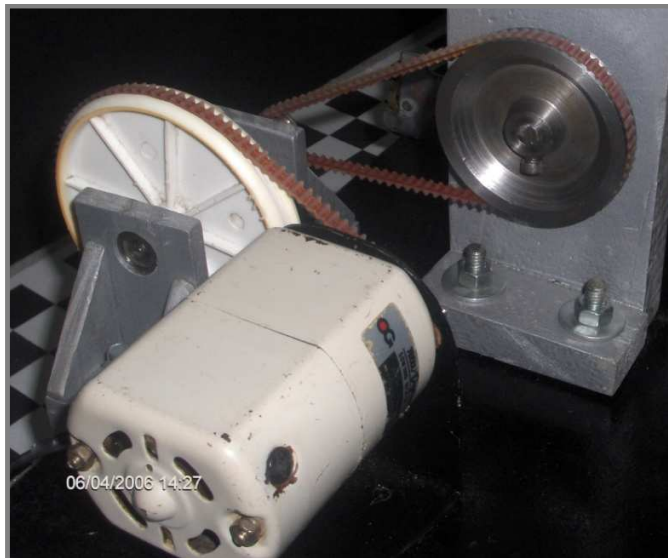


Figura 74. Sistema impulsor del prototipo a escala

7.1.1 Pruebas cinemáticas sobre el prototipo

Se dispusieron sensores de velocidad sobre el prototipo de tal manera de comprobar la cinemática del mecanismo. Se obtuvo que el prototipo de la transmisión se comportaba de igual forma que en la teoría, presentando una respuesta en la salida proporcional a la velocidad de entrada. Para una variación en la corona de 0-63 rpm, la velocidad en el brazo resultó entre (-63) y 10 rpm (Fig.75).

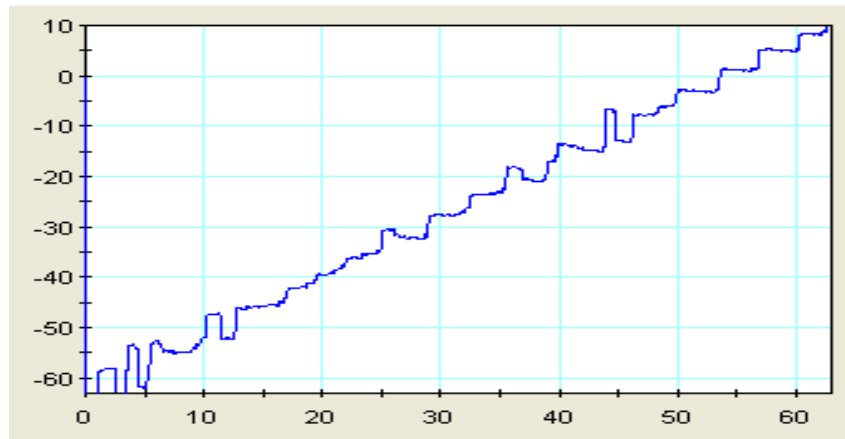


Figura 75. Comportamiento cinemático del prototipo a escala

7.1.2 Pruebas cinéticas sobre el prototipo

En la etapa siguiente, se realizaron las pruebas concernientes a demostrar el comportamiento ante cargas del prototipo. Para ello se realizó primero un análisis estático de los torques y fuerzas presentes sobre el prototipo. El origen de las fuerzas transmitidas en el tren de engranajes proviene del torque ejercido por el motor AC sobre el eje del sol. Éste, a su vez, es transmitido hacia los planetas, la corona y el brazo (Fig. 76).

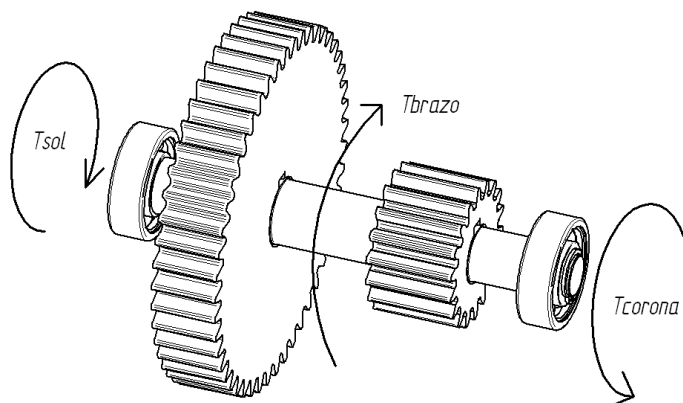


Figura 76. Torques presentes sobre el eje de planetarios

Cuando el sistema se encuentra en equilibrio, los torques que ejercen el sol y la corona sobre el eje de planetarios se anulan, y la relación entre los torques queda establecida según la siguiente forma:

$$\frac{T_{corona}}{T_{sol}} = m^2 = \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right)^2 = \left(\frac{48}{18}\right)^2 = 7.11 \quad (\text{Ecuación 47})$$

$$\frac{T_{brazo}}{T_{sol}} = (m^2 - 1) = 6.11 \quad (\text{Ecuación 48})$$

Con el fin de comprobar la transmisión de torques en la CVT se realizó un ensayo sobre el prototipo construido. La prueba consistió en fijar uno de los ejes, aplicar una fuerza conocida en un determinado eje y medir la reacción en el eje restante (Fig. 77).



Figura 77. Pruebas sobre el prototipo a escala

Se realizaron tres experiencias en las que se aplicaron fuerzas de distintas magnitudes a los distintos ejes, se midieron con un dinamómetro y se registraron los valores obtenidos. Una vez se tomaron los datos de fuerza, se calcularon los torques con los valores para cada radio correspondiente. El resultado de todos los ensayos fue resumido en la Tabla1, en donde las fuerzas están dadas en Kgf, y los torques en Kgf-mm.

Rsol = 4 mm (radio del eje del sol) Fsol: Fuerza sobre el eje del sol
 Rbra = 10 mm (radio del eje del brazo) Fbra: Fuerza sobre el eje del brazo
 Rcor = 4 mm (radio del eje de la corona) Fcor: Fuerza sobre el eje de la corona

Fsol	0.25	0.4	0.5	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	1
Fbra	0.6	0.8	0.9	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.3
Fcor	2	3	3	4	4.5	5	5.5	6	5
Tsol	1	1.6	2	2	2.2	2.4	2.6	2.8	4

Tbra	6	8	9	10	11	12	13	14	13
Tcor	8	12	12	16	18	20	22	24	20

Tabla 1. Medidas de fuerza sobre el prototipo

La relación entre los torques en el brazo y la corona con respecto al torque en el eje del sol encontrada experimentalmente se puede observar en la Tabla2:

Tcor/Tsol	8	7.5	6	8	8.18	8.33	8.46	8.57	5
Tbra/Tsol	6	5	4.5	5	5	5	5	5	3.25

Tabla 2. Relación experimental de los torques

Tomando la media de los datos de la tabla anterior, se encontró la relación experimental entre los torques:

$$\left(\frac{T_{corona}}{T_{sol}} \right) = 7.56 \qquad \left(\frac{T_{corona}}{T_{brazo}} \right) = 4.86$$

Para una comparación entre los resultados, se resume en la siguiente tabla las relaciones entre los torques (Tabla 3):

	Teórico	Experimental	% Error
Tcor/Tsol	7.11	7.56	6.3
Tbra/Tsol	6.11	4.86	20.4

Tabla 3. Resumen de los resultados

El resultado para Tcor/Tsol experimental está muy cercano al valor teórico, existe sólo un error del 6%, un valor aceptable para los instrumentos utilizados. Por otro lado, se presentó un error un poco mayor en la relación Tbra/Tsol. Entre las posibles causas están, la no consideración de la fricción en el cálculo de los torques y de las deformaciones que se pueden presentar en los materiales.

7.1.3 Respuesta dinámica del prototipo

Con el objetivo de caracterizar el efecto de usar la configuración planteada para la transmisión, se evaluó la respuesta de la velocidad del brazo ante dos señales de entrada escalón, una para el motor AC y la otra para el motor DC, de manera independiente o actuando cada una por separado.

La primera prueba consistió en observar la respuesta del sistema a un escalón en la velocidad del motor AC. Para ello se partió de un estado de reposo con ambos motores apagados y se encendió el motor AC a su voltaje nominal de 120 V. Se muestra la señal adquirida con la polaridad invertida (Fig. 78).

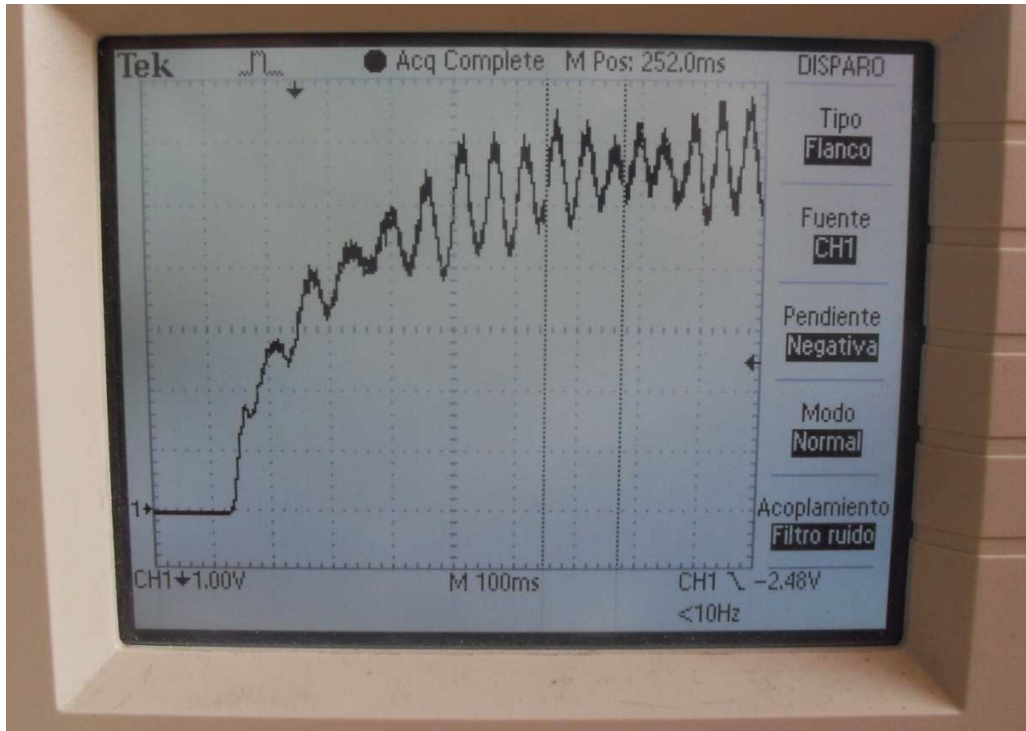


Figura 78. Respuesta de la CVT a una entrada escalón en el motor AC

Se realizó una prueba de respuesta al escalón en lazo abierto de la CVT con respecto al motor AC, para determinar la dinámica del sistema y se encontró un tiempo de establecimiento alrededor de 1.3 segundos y un tiempo de respuesta (τ) de 0.26 segundos (Fig.79). Generalmente se encuentran valores de varios segundos en la respuesta de los motores, principalmente debido a que el tamaño de los rotores está ligado a la potencia que maneja el motor. Esto limita considerablemente las especificaciones que se pueden obtener al diseñar el sistema de control y limita el campo de aplicación del motor.

La segunda prueba consistió en observar la respuesta en lazo abierto de la transmisión a un escalón en la velocidad del motor DC, esta vez con el motor AC encendido. Se muestra con la polaridad invertida (Fig. 77).

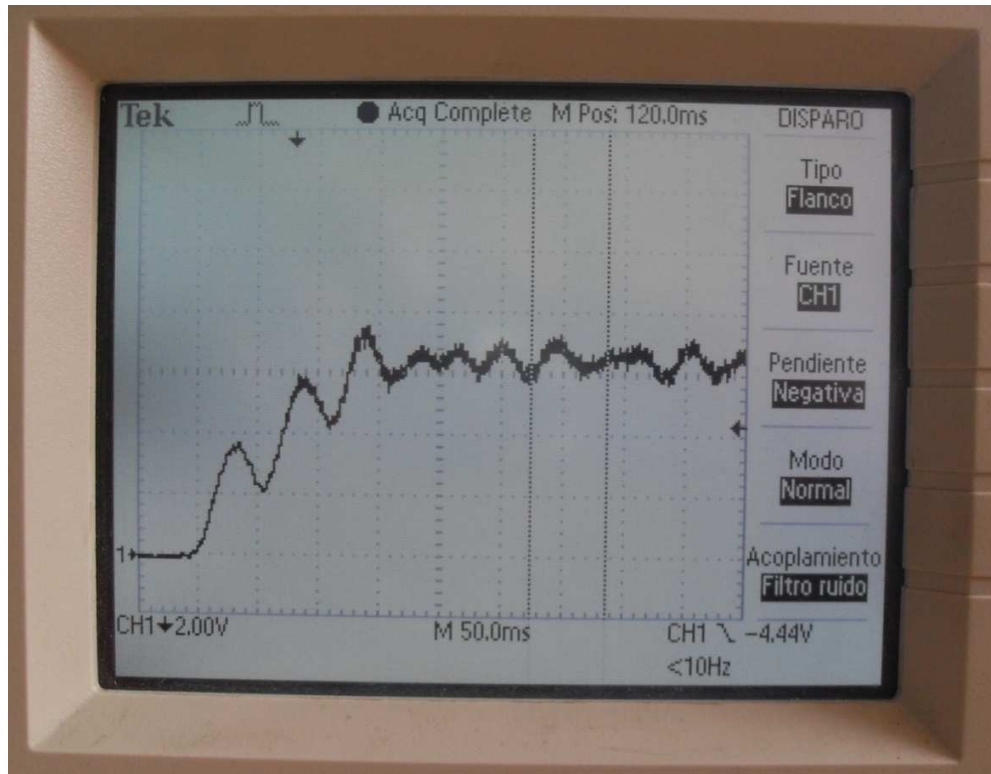


Figura 79. Respuesta de la CVT a una entrada escalón en el motor DC

Con la aplicación de la nueva Transmisión Variable Continua, se consiguió una considerable reducción en la dinámica del sistema, logrando un tiempo de establecimiento de apenas 0.250 segundos y un tiempo de respuesta (τ) de 0.05 segundos, tan sólo un 20% de la respuesta con respecto al motor AC.

7.2 Pruebas estáticas sobre el prototipo construido

Se realizó una prueba similar sobre el prototipo construido, en la cual se fijaron esta vez los diferentes ejes presentes: eje de entrada, eje de salida y eje de control (Fig. 80).



Figura 80. Pruebas sobre el prototipo construido

El resultado de todos los ensayos fue resumido en la Tablas4 y 5, en donde las fuerzas están dadas en Lbf y los torques en Lbf-pie.

Tent (A) (lp-pie)	Tsal (H) (lb-pie)	Tsal / Tent
2,5	10	4
4,5	20	4.44
6,5	30	4.61
8,5	40	4.70
10,5	50	4.76
12,5	60	4.8

Tabla 4. Medidas de torque sobre los ejes de entrada y salida

$$\left(\frac{T_{sal}}{T_{ent}} \right) = 1.57 \times 1.7 \times 1.57 = 4.19 \quad (\text{teórico})$$

$$\left(\frac{T_{sal}}{T_{ent}} \right) = 4.55 \quad (\text{real})$$

$$\% \text{Error} = 8.6\%$$

Tcont (H) (lp-pie)	Tsal (H) (lb-pie)	Tsal / Tcont
1,1	10	9.1
2	20	10
2,5	30	12
3	40	13.3
3,5	60	17.4

Tabla 5. Medidas de torque sobre los ejes de control y salida

$$\left(\frac{T_{sal}}{T_{cont}}\right) = m_{rueda.dentada} \times \left(\frac{T_{bra}}{T_{cor}}\right) \times m_{sin\ fin} = 1.57 \times 0.63 \times 15 = 14.8 \quad (\text{teórico})$$

$$\left(\frac{T_{sal}}{T_{cont}}\right) = 12.36 \quad (\text{real})$$

%Error = 16%

La relación entre los torques en el brazo y la corona con respecto al torque en el eje del sol encontrada experimentalmente se puede observar en la tabla 6:

Tsal/Tent	4	4.44	4.61	4.70	4.76	8.33	4.8
Tsal/Tcont	9.1	10	12	13.3	17.4		

Tabla 6. Relación experimental de los torques

Para una comparación entre los resultados, se resume en la Tabla7 las relaciones entre los torques:

	Teórico	Experimental	% Error
Tsal/Tent	4.19	4.55	8.6
Tsal/Tcont	14.8	12.36	16

Tabla 7. Resumen de los resultados

A pesar de esta discrepancia, el prototipo presentó un buen comportamiento ante las cargas aplicadas. Tanto en el análisis teórico como en el experimental se obtuvo una multiplicación de más de 4 veces el torque aplicado en el eje delentrada. Con esto, se puede concluir que siempre que en el sol se presente un torque dado, en la corona y en el brazo aparecerá también una contraparte, mientras el sistema se encuentre girando a

velocidad constante o en reposo. A su vez, un torque en el brazo también induce un torque en la corona y otro en el sol.

De lo anterior se puede deducir el comportamiento de la CVT cuando ésta trabaja con un motor de corriente alterna como motor principal:

- Cuando en el brazo no se presenta una carga resistiva, en el sol no se estará demandando torque, sólo el necesario para vencer la fricción de los componentes mecánicos y la fricción viscosa del aire.
- Cuando se presenta una carga en el brazo, el eje del sol reacciona para proporcionar el torque necesario. Este torque en el sol es suministrado por el motor AC, y es proporcional a la corriente en la armadura, y al desfase entre la velocidad del campo eléctrico y la velocidad del rotor. Para un campo girando a velocidad constante, el motor suministra un torque mayor cuando el desfase es mayor (deslizamiento), por lo que la velocidad en la salida se ve afectada por la carga.

De este modo, en el motor sólo se está demandando la corriente requerida en cada condición de carga, consiguiendo de esta forma un mejor uso de la energía y aprovechamiento de la potencia del motor.

CAPÍTULO 8

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones

Como resultado del desarrollo de esta investigación, se puede concluir que la técnica propuesta de “Diseño para Controlabilidad” para el diseño de cualquier dispositivo mecánico que requiera ser controlado presentó resultados satisfactorios. Se recalca que al igual que conviene tener en cuenta criterios como el mantenimiento y la fabricación en la fase conceptual del diseño, también es conveniente tener en cuenta el efecto que introducen en el sistema el uso de los elementos de control. De esta manera, no se presentan casos contradictorios como el caso en el que trabajando aisladamente un ingeniero mecánico propone una solución, como un sistema toroidal o de poleas separables, en la que se requieren grandes fuerzas para mover los elementos en contacto y, consecuentemente, el ingeniero de control se ve obligado a usar sistemas de control hidráulico que merman la eficiencia global del sistema.

Se concluye también que incluyendo el modelado matemático en la fase de diseño, se alcanzó un logro importante, el cual fue disminuir la respuesta del sistema con la inclusión de la CVT unas cinco veces. Si el motor eléctrico principal (un motor universal) utilizado en el prototipo a escala fuera conectado a una reducción de engranajes convencional, la respuesta de un sistema que intentara controlar la velocidad actuando solamente sobre el voltaje aplicado, estaría limitada por la respuesta en lazo abierto, la cual fue de unos 1.8 segundos. Sin embargo, al ejercer la acción de control sobre el motor DC, se obtiene una respuesta cuatro veces menor, un tiempo de establecimiento de 0.45 segundos. El resultado de esto ha sido la selección particular del ángulo de hélice en el tornillo de tal manera que se minimiza el torque necesario en el motor DC y el hecho que al trasladar la inercia del sistema de planetarios para encontrar la inercia equivalente en el eje del motor DC, ésta se ve reducida por un factor proporcional a la reducción aplicada.

Como resultado final de este trabajo de investigación, se desarrolló el diseño de una nueva Transmisión Variable Continua Epicycloidal (CVTE) y se demostró teórica y experimentalmente su funcionamiento.

8.1.1 Sobre las características de la transmisión

- Permite la variación continua en la velocidad en ambos sentidos de giro incluyendo velocidad nula, marcha adelante y hacia atrás, eliminando así la necesidad de usar un piñón loco para invertir el sentido de marcha y de mecanismos para desconectar el motor (embrague).
- Permite controlar de una manera sencilla, una fuente motriz con independencia del tipo y forma de energía que ésta use para impulsarse. Lo único que necesita saber el sistema de control de la CVTE es la velocidad de régimen que adquiere el motor.
- Su tiempo de respuesta es independiente de la inercia que posea la fuente motriz a controlar, éste dependerá del diseño del sistema de control y respuesta del motor de control.
- Permite una regulación estable de la velocidad en cualquier punto del rango de operación.
- Demuestra una gran linealidad en el seguimiento de la velocidad deseada.
- Reduce o simplifica la implementación de un sistema de control, mediante la disminución del esfuerzo de control, la potencia requerida en el actuador y la complejidad de los dispositivos.

8.1.2 Sobre las ventajas de la invención

El sistema tecnológicamente más cercano al dispositivo objeto de este proyecto es la transmisión infinitamente variable (TIV) de Torotrak, que combina un mecanismo epicicloidal con una TCV toroidal. Esta configuración se usa debido a que las dos entradas de velocidad del sistema de planetarios requieren de torques elevados, razón por la cual alimentan una entrada directamente desde el motor eléctrico y la otra mediante una TCV toroidal que es impulsada por una derivación del motor. En otras soluciones, se usa una TCV de poleas de diámetro separable en vez de la TCV toroidal, para ejercer control sobre la velocidad de salida del sistema de planetarios. El aporte original de esta invención que lo diferencia de las soluciones antes mencionadas tales como las TCV por poleas o toroidal, es el uso de un sistema motor-reductor sinfín-corona para modificar la relación de transmisión mediante la variación de la velocidad en la corona del mecanismo epicicloidal. Mediante la selección de un ángulo de hélice adecuado se consigue compensar el torque debido a la componente tangencial de la fuerza de empuje normal presente en la hélice del tornillo con los torques de fricción que

aparecen debido al rozamiento en el diente y en los cojinetes de empuje. Como resultado, el elevado torque presente en la rueda dentada del mecanismo es mantenido mediante la acción autobloqueante del tornillo sinfín, a la vez que se desvía la fuerza tangencial de la rueda axialmente hacia la estructura a lo largo del tornillo sinfín. Esto permite el uso de un actuador rotativo de una potencia considerablemente menor que la del motor de principal para controlar la velocidad del tornillo sinfín corona. La invención aquí relacionada presenta las siguientes ventajas:

- No presenta un límite de capacidad de torque, diferente al esperado dada su configuración, ya que no utiliza la fricción para transmitir la potencia entre sus elementos.
- No requiere embrague o desembrague para variar la velocidad en la salida en un rango continuo, eliminándose las constantes pérdidas de energía debido a la fricción del disco de embrague y por ende las altas temperaturas que requieren de la presencia de un lubricante capaz de mantener su viscosidad frente a elevadas temperaturas.
- Permite obtener una respuesta dinámica mejor que la típica observada en un motor principal.
- Fácil mantenimiento debido al poco número de piezas y a la sencillez de estas.
- Otorga flexibilidad en cuanto al tipo de actuador rotativo de control, pudiendo obtener una respuesta más rápida cuando se une a un servomotor, y gran flexibilidad cuando se utiliza un motor DC.
- No requiere de complejos mecanismos, que como en el caso de la TCV por poleas, requiere de un sistema hidráulico de alta presión para el control de la relación de transmisión, evitando con esto las pérdidas de potencia presentes e inherentes al tipo de tecnología utilizada, disminuyendo de esta manera los costos de operación, fabricación y mantenimiento.

8.1.3 Sobre las aplicaciones de la transmisión

Las anteriores ventajas y características abren un amplio horizonte de aplicación para esta invención en las siguientes ramas:

- Industria automotriz: donde la confiabilidad, el costo y la facilidad de mantenimiento son muy importantes.

- Máquinas de control numérico computarizado (CNC): por la necesidad de múltiples grados de libertad de movimiento, los cuales actualmente utilizan exclusivamente los servomotores, con sus elevados costos asociados.
- Sector de máquinas-herramientas: en la cual es necesario realizar un control preciso de las velocidades de corte y velocidades de avance de la herramienta de trabajo.
- Máquinas inyectoras de cerámica: debido a los elevados torques presentes.
- Robótica Industrial: cuando la capacidad de los servomotores es excedida.
- Turbinas hidráulicas y eólicas: donde es indispensable mantener una frecuencia estable en la señal generada para poder acoplarse a la red de tensión.
- Las ventajas de esta novedosa transmisión mencionadas anteriormente, hacen de esta transmisión una herramienta muy útil, no sólo en los sectores mencionados, sino en otros sectores, en dónde es posible centralizar la energía en un único motor y proporcionar control para diversas tareas a través del uso de múltiples CVTs.

8.2 Recomendaciones

La carrera por la búsqueda de la transmisión variable funcional ha sido un camino laborioso que aún no está concluido del todo. Aun cuando se encuentre una CVT con un ahorro de combustible aceptable, siempre habrá tecnologías disponibles a un menor costo con las que tendrá que competir para poder asentarse por completo. La búsqueda de la transmisión funcional debe ir dirigida hacia el cumplimiento de los requerimientos en cuanto a emisiones y economía de combustible, así como también hacia la búsqueda de un mecanismo sencillo, con el mínimo de piezas posible y que tenga un precio accesible para un consumidor promedio.

Si bien las CVTs tienen estas dificultades tecnológicas, se están expandiendo rápidamente en el mercado vehicular. Es una tecnología en creciente desarrollo que cada vez va ganando terreno en diferentes aplicaciones, además del sector automotriz, como en la generación eólica de electricidad y en el sector agrícola.

Se recomienda por lo tanto, continuar trabajando en este proyecto de tal manera que se logre caracterizar el funcionamiento de la transmisión según las pruebas estándares de investigación, tales como la denominada TEST RIG, la cual no fue realizada debido que requería la implementación de sensores de torque y su uso excedía los recursos disponibles para este proyecto.

De igual manera se recomienda incentivar el desarrollo de proyectos de grado de naturaleza interdisciplinaria, en colaboración no sólo entre las escuelas de ingenierías

mecánica y electrónica, sino entre las demás escuelas y grupos de investigación en la universidad.

REFERENCIAS

- [1] PÉREZ Luis M. "Consumo de la energía eléctrica", Grupo SICELUB LUBRITECH. [ON LINE]. Disponible en Internet: <URL:www.confiabledad.net/art_05/lubricacion/lube_5.pdf>
- [2] GIERKES Ralf. "El progreso debajo de la carrocería", KuBus Magazine. [ON LINE]. Disponible en Internet: <URL: http://www.goethe.de/wis/pro/kub/kwa/006/es1520977.htm>
- [3] Steven Plotkin. "Examining New U.S. Fuel Economy Standards". Environment. Washington: Jul/Aug 2007. ProQuest. Tomo 49, N° 6; pg. 8, 12 pgs.
- [4] Green Car Congress. "EPA-DOE Release Fuel Economy Lists for 2008 Models; Hybrids Take the Top 5 Spots for Lowest Fuel Economy". Disponible en Internet: <URL: http://www.greencarcongress.com/2007/10/epa-doe-release.html >
- [5] Flynn, Julie. "A 100-Year-Old Idea Gets into Gear". Business Week. ProQuest. New York: Oct 7, 1996. , N° 3496; pg. 159, 1 pgs.
- [6] Frost & Sullivan. "Research and Markets: Over 45 Per Cent of MT Users Prefer To have Six-Speed Transmissions in their Vehicles". M2 Presswire. Coventry: Apr 24, 2007. pg. 1. ProQuest.
- [7] Roger Schreffler. "Variable market.CVT output climbing in Japan, Mexico". Ward's Auto World. 40 no3 Mr 2004.pg. 29.
- [8] Americaeconomia.com. "La filial de Nissan en México invertirá 300 millones de dólares en su central de Aguascalientes". Disponible en Internet: <URL:http://www.americaeconomica.com/numeros4/217/noticias/chnissanma.htm>.
- [9] BBC. 'Fricción cero '. Documental: 1999; 45 min
- [10] Esp@cenet. "Lista de resultados: cvt". Disponible en Internet: <URL:http://lp.espacenet.com/search97cgi/s97_cgi.exe?q=&sf=q&FIRST=1&CY=lp&LG=es&DB=lp.espacenet.com&st=AB&allText=cvt&Submit=BUSCAR&Action=Filter Search&Filter=lp%2Fes%2Fespacefilt.hts&ResultTemplate=lp%2Fes%2Fresults.hts &ResultErrorTemplate=lp%2Fes%2Fincerror.hts&ResultCount=10>
- [11] J. Naude. "iCVT NAUDIC". Barloworld CVT technologies. Disponible en Internet: <URL: http://www.barloworld-cvt.com/>
- [12] 15 Barloworld CVT technologies. "Swedish Innovation Award". Disponible en Internet: <URL: http://www.barloworld-cvt.com/awards/awards>

- [13] 16 J. Naude. "Product: VARIBOX JOINT-BASED CVT". Barloworld CVT technologies. Disponible en Internet: <URL: https://www.sabs.co.za/Business_Units/Design_Institute/awards/prototype/2003/index.aspx>
- [14] Flynn, Julie. "A 100-Year-Old Idea Gets into Gear". Business Week. ProQuest. New York: Oct 7, 1996. , N° 3496; pg. 159, 1 pgs.
- [15] J. Boratch et. al. "Procesos y tecnología de máquinas y motores térmicos". 1 ed. España: Editorial de la Universidad Politécnica de Valencia, 2002. 399 p.
- [16] CALERO PÉREZ, Roque y CARTA GONZÁLEZ, José Antonio. "Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros". 1 ed. España: McGraw Gill, 1999. 615 p.
- [17] R. L. Mott. "Diseño de elementos de máquinas". 4 ed. México: Prentice Hall, 2006. 868 p.
- [18] S. Capuz Rizo. "Introducción al proyecto de producción". 1 ed. México: Alfaomega, 2001. 218 p.
- [19] H. Hjalmarsson et. al. "A convergent iterative restricted complexity control design scheme. Conference on decision and control. Lago BuenaVista, Diciembre 1994.
- [20] J. M. Maciejowski. "Predictive control with constraints". 1 ed. Inglaterra: Prentice Hall, 2000. 331 p.
- [21] Steven Plotkin. "Examining New U.S. Fuel Economy Standards". Environment. Washington: Jul/Aug 2007. ProQuest. Tomo 49, N° 6; pg. 8, 12 pgs.
- [22] Flynn, Julie. "A 100-Year-Old Idea Gets into Gear". Business Week. ProQuest. New York: Oct 7, 1996. , N° 3496; pg. 159, 1 pgs
- [23] FarukDincer, TolgaElbir. "Estimating national exhaust emissions from railway vehicles in Turkey". Science of the Total Environment 374 (2007) 127–134. Science Direct.
- [24] G. Fontaras, H. Kouridis, Z. Samaras, D. Elst, R. Gense. "Use of a vehicle-modelling tool for predicting CO2 emissions in the framework of European regulations for light goods vehicles". Atmospheric Environment 41 (2007) 3009–3021. Science Direct.
- [25] HaoCai, ShaodongXie. "Estimation of vehicular emission inventories in China from 1980 to 2005". Atmospheric Environment 35 (2006). Science Direct.
- [26] NISSAN GREEN PROGRAM. "Protección ambiental en el uso de vehículos". Disponible en Internet: <URL: <http://www.nissan.com.mx/nissan/desempamb.html> >.

- [27] Foro: Tecnología de la Fórmula 1, motores, aerodinámica, electrónica. [ON LINE].
Disponible en internet :<URL:
<http://foro.hardgame2.com/index.php?showtopic=66631&st=20>>.
- [28] CVT - Continuously Variable Transmisión: CVT vs MT calculador. [ON LINE].
Disponible en Internet:
<URL:http://cvt.com.sapo.pt/performances/CVT_vs_MT_calc.htm>
- [29] BARATA, Vitor. Continuously Variable Transmission – CVT. [ON LINE]. Disponible
en Internet: <URL:http://cvt.com.sapo.pt/toc_en.htm>.
- [30] Howstuffworks : Como funcionan las CVT. [ON LINE]. Disponible en internet: <URL:
<http://carros.hsw.uol.com.br/cvt1.htm>>
- [31] Freepatentsonline : Continuously-variable ratio transmission. [ON LINE]. Disponible
en internet: <URL: <http://www.freepatentsonline.com/4691592.html>>.
- [32] EpilogicsInc, Subaru of America Inc (DUNS: 05-327-6648), Van
DoorneTransmissee. "Continuously Variable Transmissions". Mechanical
Engineering. ProQuest. New York: Mar 1991. Tomo 113, N° 3; pg. 64, 4 pgs.
- [33] Ironside, J.M. Stubbs, P.W.R. "Continuously variable transmission control".
Vehicular Technology Conference, 1980. 30th IEEE. ; 108 - 115 pgs.
- [34] Frost & Sullivan. "Research and Markets: Over 45 Per Cent of MT Users Prefer To
have Six-Speed Transmissions in their Vehicles". M2 Presswire. Coventry: Apr 24,
2007. pg. 1. ProQuest.
- [35] AUTOMOTIVE ENGINEERING INTERNACIONAL. Torotrak development. Vol 111.
No 4.
- [36] G Mantriota. "Infinitely variable transmissions with automatic regulation". Journal of
automobile engineering. ProQuest. London: 2001. Tomo 215, N° 12; pg. 1267, 14
pgs.
- [37] Carbibles.com. "The transmission bible". Disponible en Internet: <URL:
http://www.carbibles.com/transmission_bible.html>
- [38] El motor: Sistema Multitronic de Audi. [ON LINE]. Disponible en internet:
<URL:http://www.elmotor.net/ficha_mecanica.asp?Id=38>
- [39] T Kim, H Kim. "Performance of integrated engine-CVT control considering powertrain
loss and CVT response lag". Journal of automobile engineering.ProQuest. London:
2002. Tomo 216, N° 7; pg. 545, 9 pgs.

- [40] Nissan Mexicana. "Xtronic". Disponible en Internet: <URL: <http://www.nissan.com.mx/cvt/index.php>>
- [41] NORTON, Robert L. Diseño de Maquinaria. 2 ed. México: Mc Graw Gill, 2000. 877 p.
- [42] S M Savaresi, F Taroni, F Prevedi, S Bittanti. "On the design and tuning of the controllers in a power-split continuously variable transmission for agricultural tractors". Journal of automobile engineering. ProQuest. London: 2003. Tomo 217, N° 8; pg. 745.
- [43] NilabhSrivastava ,ImtiazHaque. "Transient dynamics of metal V-belt CVT: Effects of band pack slip and friction characteristic". Mechanism and Machine Theory (2007). ScienceDirect.
- [44] Tahboub, K.A. Asada, H.H. "Dynamics analysis and control of a holonomic vehicle with a continuously variable transmission". Robotics and Automation, 2000. Proceedings. ICRA '00. IEEE International Conference. 2466 - 2472 pgs. vol.3 .
- [45] ERDMAN, Arthur. Diseño de mecanismos : análisis y síntesis. 3 ed. Mexico: Prentice Hall, 1998. 417 p.
- [46] SerdarTumkor. "Stress analysis of the ring in continuously variable transmission mechanism". Finite Elements in Analysis and Design 35 (2000) 213} 225. Science Direct.
- [47] R. Pfiffner, L. Guzzella and C. H. Onder. "Fuel-optimal control of CVT powertrains". Measurement and Control Laboratory, Swiss Federal Institute of Technology (ETH), Zürich, Switzerland. January 2002. Science Direct.
- [48] Nobuyoshi Ohno. "High-pressure behavior of toroidal CVT fluid for automobile". Tribology International 40 (2007) 233–238. Science Direct.
- [49] Kazem Kazerounian, Zoltan Furu-Szekely. "Parallel disk continuously variable transmission (PDCVT)". Mechanism and Machine Theory 41 (2006) 537–566. Science Direct.
- [50] H Lee, H Kim. "Improvement of fuel economy by shift speed control for a metal belt continuously variable transmission". Journal of automobile engineering. ProQuest. London: 2002. Tomo 216, N° 9; pg. 741, 9 pgs.
- [51] Lingyuan Kong, Robert G. Parker. "Steady mechanics of layered, multi-band belt drives used in continuously variable transmissions (CVT)". Mechanism and Machine Theory. ARTICLE IN PRESS. 2007.

- [52] Autocosmos.com. "Bautizan al primer Nissan Versa (Tiida) en la planta de Aguascalientes". Disponible en Internet:
<URL:<http://www.autocosmos.com.mx/noticias/expand.asp?id=14234>>
- [53] Roger Schreffler. "Variable market.CVT output climbing in Japan, Mexico". Ward's Auto World. 40 no3 Mr 2004.pg. 29.
- [54] Americaeconomia.com. "La filial de Nissan en México invertirá 300 millones de dólares en su central de Aguascalientes". Disponible en Internet:
<URL:<http://www.americaeconomica.com/numeros4/217/noticias/chnissanma.htm>>.

ANEXOS

ANEXO A: DESARROLLO DEL MODELO DE LA TRANSMISIÓN

El modelo matemático propuesto en la presente tesis se modificó con el fin de incluir la dinámica del tren de engranajes planetarios. Para desarrollar un modelo integral de la transmisión, se procedió a analizar la dinámica como la superposición de dos señales: una con respecto al motor de control (DC) y la otra con respecto al motor de entrada.

Para desarrollar un modelo integral de la transmisión, se procedió a analizar la dinámica como la superposición de dos señales: una con respecto al motor de control (DC) y la otra con respecto al motor de entrada.

1) PRIMER CASO: MOTOR DE CONTROL APAGADO. RESPUESTA AL MOTOR DE ENTRADA

En este caso, se encontrará la respuesta de la transmisión CVT cuando la corona del sistema de planetarios se encuentra anclada a la estructura. De acuerdo a la cinemática del tren de engranajes planetarios:

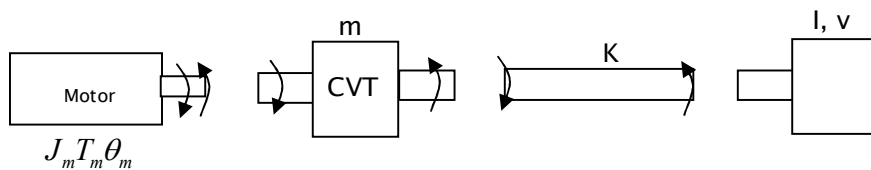
$$\omega_b = -a\omega_s + b\omega_c$$

$$a = \frac{1}{m^2 - 1} \quad b = \frac{m^2}{m^2 - 1}$$

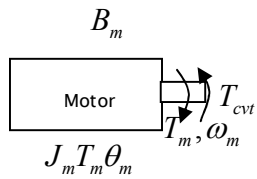
Para una velocidad en la corona $\omega_c = 0$, se tiene que:

$$\omega_b = -a\omega_s$$

En este caso, la transmisión se comporta como un simple reductor de velocidad (relación del reductor equivalente $m_I = m_{pol} \cdot a$). El análisis comienza desde el lado del motor impulsor, el cual está conectado a la transmisión CVT y esta a su vez está conectada a una carga de inercia a través de un eje flexible.

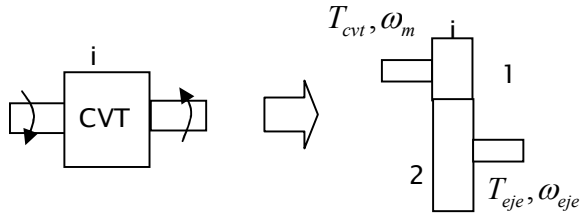


Para el análisis de la dinámica, el modelo es dividido en sus componentes. Se parte del motor de entrada, el cual proporciona un torque T_m a una velocidad ω_m y observa un torque en el eje de salida debido a la transmisión T_{cvt} :



$$T_e - B_m \omega_m - T_{cvt} = J_m \dot{\omega}_m$$

A continuación, la transmisión CVT es analizada como un reductor de velocidad:



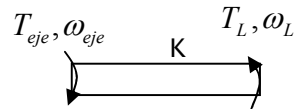
$$T_{cvt} = iT_{eje} + b_{1eq}\omega_1 + J_{1eq}\dot{\omega}_1$$

$$\omega_{eje} = i_1\omega_m$$

$$T_{cvt} = i_1T_{eje}$$

$$m_{cvtI} = \frac{1}{i_1} = \frac{\omega_m}{\omega_{eje}}$$

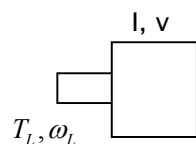
El efecto de la deformación en los ejes, es analizado como la deformación total acumulada en un solo eje en la salida, antes de la carga:



$$T_{eje} = T_L = K(\theta_{eje} - \theta_L)$$

$$\omega_{eje} = \omega_L = i\omega_m$$

Finalmente, se analiza una carga de inercia en el eje de salida:



$$J_L \dot{\omega}_L = T_L$$

$$J_L \frac{d^2\theta}{dt^2} = K(i\theta_{eje} - \theta_L)$$

$$\frac{d^2\theta_L}{dt^2} = \frac{K}{J_L}(i\theta_{je} - \theta_L) \quad (\text{Ec 1})$$

Sea;

$$J_{meq} = J_m + J_{leq} \quad \omega_m = \frac{d\theta_m}{dt}$$

$$b_{meq} = b_m + b_{leq} \quad \omega_m = \frac{d^2\theta_m}{dt^2}$$

$$T_e = T_m$$

Reemplazando:

$$T_{cvt} = Ki(i\theta_m - \theta_l) + b_{leq}\omega_m + J_{leq}\dot{\omega}_m$$

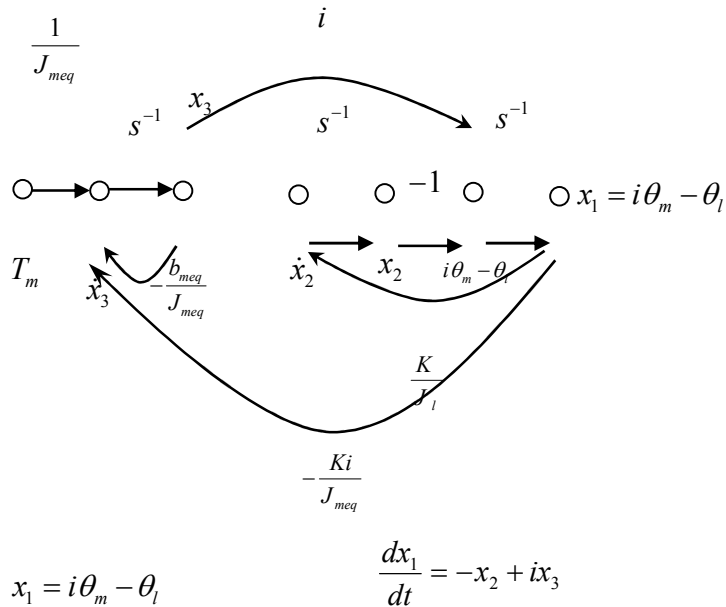
$$T_e - b_m\omega_m - Ki(i\theta_m - \theta_2) - b_{leq}\omega_m = (J_m + J_{leq})\dot{\omega}_m$$

$$T_e - (b_m + b_{leq})\omega_m - Ki(i\theta_m - \theta_2) = (J_m + J_{leq})\dot{\omega}_m$$

$$T_e - b_{meq}\omega_m - Ki(i\theta_m - \theta_2) = J_{meq}\dot{\omega}_m$$

$$J_{meq} \frac{d^2\theta_m}{dt^2} = T_m - b_{meq} \frac{d\theta_m}{dt} - Ki(i\theta_m - \theta_l) \quad (\text{Ec 2})$$

A continuación, se construye el diagrama de flujo de señal:



$$x_2 = \frac{d\theta_l}{dt} \qquad \frac{dx_2}{dt} = \frac{K}{J_L} x_1$$

$$x_3 = \frac{d\theta_m}{dt} \qquad \frac{dx_3}{dt} = -\frac{Ki}{J_{meq}} x_1 - \frac{b_{meq}}{J_{meq}} x_3 + \frac{1}{J} T_m$$

Camino directo

$$T_1 = \frac{1}{J_{meq}} \cdot s^{-1} \cdot i \cdot s^{-1}$$

Lazos cerrados

$$L_1 = -\frac{b_{meq}}{J_{meq}} s^{-1} \cdot i \cdot s^{-1}$$

$$L_2 = -\frac{K}{J_L} s^{-2}$$

$$L_3 = -\frac{Ki^2}{J_{meq}} s^{-2}$$

Lazos grupos

$$L_1 L_2 = \frac{b_{meq} K}{J_{meq} J_L} s^{-3}$$

$$\Delta = 1 - (L_1 + L_2 + L_3) + L_1 L_2$$

$$\Delta = 1 + \frac{b_{meq}}{J_{meq}} s^{-1} + \left(\frac{K}{J_L} + \frac{Ki^2}{J_{meq}} \right) s^{-2} + \frac{Kb_{meq}}{J_{meq} J_L} s^{-3}$$

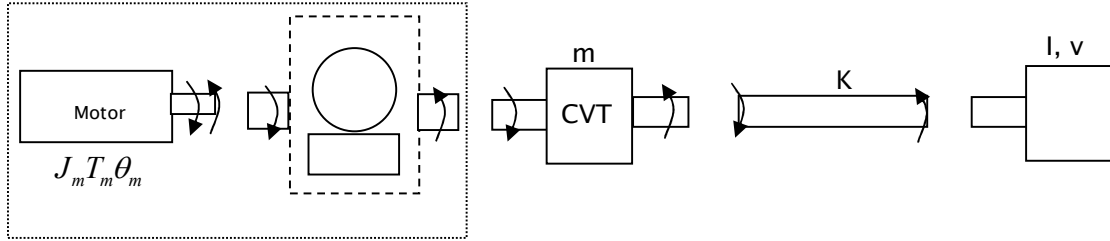
Finalmente, se tiene que:

$$\frac{\theta_m(s)}{T_m(s)} = \frac{J_L s^2 + K}{s \left[J_{meq} J_L s^3 + b_{meq} J_L s^2 + K (J_{meq} + i^2 J_L) s + Kb_{meq} \right]}$$

$$\frac{\theta_l(s)}{T_m(s)} = \frac{K}{s \left[J_{meq} J_L s^3 + b_{meq} J_L s^2 + K (J_{meq} + i^2 J_L) s + Kb_{meq} \right]}$$

2) SEGUNDO CASO: MOTOR PRINCIPAL APAGADO. RESPUESTA AL MOTOR DE CONTROL

Realizando el mismo análisis, pero esta vez, tomando el mecanismo sinfín – corona.



En este caso, la velocidad en el sol es cero, $\omega_s = 0$:

$$\omega_b = -a\omega_s + b\omega_c$$

$$a = \frac{1}{m^2 - 1} \quad b = \frac{m^2}{m^2 - 1}$$

$$\omega_b = b\omega_c$$

Se procede de igual manera que en el caso anterior, a excepción, que esta vez se incluye el modelo del sinfín – corona:

$$J_{eq} \omega_{sf} = m_{rd} T_m - T_{rod} - T_N - T_v - T_{cor}$$

$$J \frac{d^2 \theta_{sf}}{dt^2} = m_{rd} T_m - T_{rod} - T_N - b_{sfeq} \frac{d\theta_{sf}}{dt}$$

$$\frac{d^2 \theta_{sf}}{dt^2} = \frac{1}{J} (m_{rd} K_t i - \beta \frac{d\theta_{sf}}{dt} - K_{ac}'' T_{Mac}(\omega_{ac}))$$

$$\frac{d^2 \theta_m}{dt^2} = \left(\frac{m_{rd} K_t}{J_{eq} R_a} \right) V_m - \left(\frac{K_t K_e}{J_{eq} R_a} + \frac{b_{seq}}{J_{eq}} \right) \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{K_{ac}''}{J_{eq}} T_{cor}$$

Reemplazando las demás ecuaciones como en el caso I, se llega al siguiente sistema de ecuaciones:

$$\frac{d^2 \theta_L}{dt^2} = \frac{K}{J_L} (i\theta_m - \theta_L) \quad (\text{Ec 1})$$

$$\frac{d^2 \theta_m}{dt^2} = \frac{K_v V_m}{J_{eq'}} - \frac{b_{meq}}{J_{eq'}} \frac{d\theta_m}{dt} - \frac{K' i}{J_{eq'}} (i\theta_m - \theta_L) \quad (\text{Ec 2})$$

A manera de conclusión de esta actividad, se propuso una mejora al modelo que incluyó el efecto de la deformación en los ejes, la inercia de los componentes del sistema de planetarios y de la carga en el eje de salida. Como un siguiente trabajo, para el perfeccionamiento y validación del modelo, estas ecuaciones se deberán incluir al

diagrama de Simulink® de la Fig. 37. De igual manera, se propone para futuro trabajo diseñar experimentos de tal forma que se puedan validar los resultados de la simulación de este modelo.

ANEXO B: PRUEBAS DE CARGA SOBRE EL PROTOTIPO I

Se realizaron una serie de pruebas sobre el primer prototipo de la transmisión CVT propuesta en la presente tesis.

Metodología utilizada: Se procedió a desarrollar la siguiente metodología experimental, la cual consistió en medir las potencias consumidas por los motores de entrada y de control en vacío en una primera instancia. Seguidamente, se midió la potencia para cuando se acopla al prototipo de la transmisión pero sin carga en el eje de salida. A continuación, se acoplaron una serie de pesos de 0.87Kg, 1.74Kg y 3.57Kg en el tambor montado sobre el brazo y se aplicaron diferentes velocidades en el eje de salida.

Las pruebas fueron gradualmente realizadas para el motor AC apagado, posteriormente para el motor DC apagado y finalmente para ambos motores encendidos. Los resultados aparecen en la Tabla B1.

ID	Mac	Mdc	Vac	Pent [W]	Vdc [V]	Idc [A]	Pcont [W]	Carga (Kg)	Wsal [rpm]	T [Nm]	Psal [W]	Efic	Gcvt
1	OFF	ON	0	0	13	0.82	10.66	0.87	34.5	0.14	0.49	4.87%	5
2	OFF	ON	0	0	13	0.86	11.18	0.87	33.9	0.14	0.48	4.55%	5
3	OFF	ON	0	0	13	0.96	12.48	1.74	24.11	0.27	0.69	5.77%	5
4	OFF	ON	0	0	13	0.68	8.84	0	48.3	0	0	-	6
5	OFF	ON	0	0	13	0.04	0.52	0	0	0	-	-	110
6	ON	OFF	125	57	0	0	0	0	0	0	-	-	-
7	ON	OFF	125	61	0	0	0	0	81.9	0	0	-	-
8	ON	OFF	125	61	0	0	0	0.87	80	0.14	1.14	28.60%	-
9	OFF	ON	0	0	8.2	0.75	6.15	0.87	5	0.14	0.07	1.27%	9
10	OFF	ON	0	0	10.3	0.9	9.27	1.74	5	0.27	0.14	1.63%	6
11	OFF	ON	0	0	14.7	1.25	18.38	3.57	5	0.56	0.29	1.64%	3
12	ON	OFF	125	61	0	0	0	1.74	79.9	0.27	2.29	57.13%	-
13	ON	OFF	125	62	0	0	0	3.57	77.2	0.56	4.53	90.60%	-
14	ON	ON	125	59	13.75	0.3	4.13	0.87	0	0.14	0	0.00%	45
15	ON	ON	125	59.5	13.7	0.29	3.97	1.74	0	0.27	0	0.00%	45
16	ON	ON	125	58.5	13.1	0.25	3.28	1.74	0	0.27	0	0.00%	41
17	ON	ON	125	60	14.8	0.4	5.92	3.57	0	0.56	0	0.00%	50
18	ON	ON	125	62	13.9	0.38	5.28	3.57	0	0.56	0	0.00%	51
19	ON	ON	125	57.5	26.9	1.24	33.36	3.57	0	0.56	0	0.00%	56
20	ON	ON	125	61	13.5	0.38	5.13	3.57	0	0.56	0	0.00%	50
22	ON	ON	125	61	10.4	0.36	3.74	3.57	31.9	0.56	1.87	46.80%	46
23	ON	ON	125	62	1.2	0.03	0.04	3.57	82	0.56	4.81	96.23%	1,521

Tabla B1: Resultados experimentales prototipo 1

De acuerdo a los resultados, la transmisión requirió una potencia de control inferior a la potencia necesaria para impulsarla (sin carga). Se calcularon dos eficiencias, una con respecto al motor de control (DC) y la otra con respecto al motor de entrada (AC), las cuales fueron calculadas restando la potencia consumida por el motor DC en vacío (0.52W) y la potencia consumida por el motor universal (57W). Con respecto a los datos de eficiencia calculados, se observó una baja eficiencia cuando el prototipo es impulsado solamente por el motor de control, mientras cuando el prototipo es impulsado por el motor AC se mejoró la eficiencia.

Se realizaron una serie de pruebas con un setpoint de cero (0) rpm en la salida y una serie de pruebas con un setpoint incremental (0 rpm, 31.9rpm y 82rpm). De estas pruebas, se observó que el sentido de torque influyó en la potencia de control requerida. Al aplicar mayor carga en la salida, se observó un incremento en la potencia del motor AC, no obstante, se evidenció una disminución en la potencia de control, de lo cual se puede concluir que se alcanzó la condición de diseño óptimo en el mecanismo sinfín corona. Según esta condición, al aplicar un torque en el eje de salida, la potencia requerida para impulsar la carga se transfirió exclusivamente del motor AC, puesto que la potencia que se presentó en el motor DC no era capaz de levantar esta serie de cargas.

ANEXO C: PRUEBAS DE CARGA SOBRE EL PROTOTIPO II

Siguiendo con la metodología anterior, se procedió a realizar las pruebas de cargas sobre el segundo prototipo, con el motor de control apagado, luego con el motor de entrada apagado y finalmente, con ambos motores encendidos para diferentes sentidos de giro, horarios (H) y anti-horario (A). Los resultados encontrados se muestran en la Tabla C1.

ID	Ment	Mcont	Went [rpm]	Vent [V]	Ient [A]	Pent [W]	Wcont [rpm]	Vcont [V]	Icont [A]	Pcont [W]	Wsal [rpm]	Vsal [V]	Isal [A]	Psal [W]	Efic
1	ON-H	OFF	1814	196	0.6	117.6	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	OFF	ON-H	-	-	-	-	2600	91	0.6	54.6	-	-	-	-	-
3	ON-H	OFF	1555	241	5.89	1419	-	-	-	-	1555	-	-	387	29.73%
4	ON-H	OFF	1383	128	2.9	371.2	0	0	0	0	330	-	-	-	-
5	ON-H	OFF	1368	125	3.2	400	0	0	0	0	326	44	0.5	66	78.62%
6	ON-H	OFF	1696	125	4.4	550	0	0	0	0	405	51	0.8	122	95.23%
7	OFF	ON-H	0	0	0	0	1560	180	3	540	143	82	0.5	123	85.24%
8	ON-H	ON-H	1870	185	3	555	1650	220	6	1320	590	70	1.1	231	61.41%
9	ON-A	ON-H	1795	160	2.7	432	2041	215	4.4	946	244	30	0.7	63	67.41%

Tabla C1: Resultados experimentales prototipo 2

Las mediciones fueron realizadas utilizando amperímetros y voltímetros, la potencia se calculó como voltaje por corriente, en el caso de la carga esta se tomó la de una sola fase y se multiplicó por 3 ya que esta carga es trifásica.

De los resultados experimentales de esta serie de pruebas, se observó que la eficiencia de la transmisión oscila entre 67% y un 95%, a excepción de la prueba 3, que es la prueba para encontrar la eficiencia del generador, la cual fue del 29.7%. La transmisión presentó una variación de la velocidad en el eje de salida, proporcionalmente a las velocidades de entrada, sin embargo, en este caso, la potencia de control no fue despreciable con respecto a la potencia de control, aportando en gran medida a la potencia disponible en el eje de salida.