



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLÁN

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE CONTROL DE
VELOCIDADES PARA UN AUTOBUS FORANEO”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N :

JUAN LEONARDO CASAS ESTRADA

JUAN CARLOS BERNAL ESPINOSA

ASESOR: M.I. FELIPE DIAZ DEL CASTILLO RODRIGUEZ

CUAUTITLÁN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1999.

TESIS CON
FOLIO DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U N A M
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN
ASUNTO: VOTOS-APROBATORIOS

EXAMENES PROFESIONALES

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Diseño de un Sistema de Control de Velocidades para un Autobús Foráneo"

que presenta el pasante: CAÑAS ESTRADA JUAN LEONARDO
con número de cuenta: 8737953-8 para obtener el TITULO de:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO

A T E N T A M E N T E.

"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"

Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 14 de DICIEMBRE de 1998

PRESIDENTE	<u>ING. DAVID GARCIA CARRETO</u>	
VOCAL	<u>ING. EDUARDO COVARRUBIAS CHAVEZ</u>	
SECRETARIO	<u>M. I. FELIPE DIAZ D CASTILLO RODRIGUEZ</u>	
PRIMER SUPLENTE	<u>ING. ENRIQUE CORTES GONZALEZ</u>	<u>Enrique Cortes</u>
SEGUNDO SUPLENTE	<u>ING. GERARDO AARON MAYA GOMEZ</u>	<u>Gerardo A. Maya Gomez</u>



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACIÓN ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXÁMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN
PRESENTE

EX. C. Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Diseño de un Sistema de Control de Velocidades para un Autobús Foráneo"

que presenta el pasante: BERNAL ESPINOSA JUAN CARLOS
con número de cuenta: 8933149-5 para obtener el TÍTULO de:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO

ATENTAMENTE,
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"

Cuautitlán Izcallí, Edo. de Méx., a 14 de DICIEMBRE de 1998

- PRESIDENTE ING. DAVID GARCIA CARRETO
- VOCAL ING. EDUARDO COVARRUBIAS CHAVEZ
- SECRETARIO M.I. FELIPE DIAZ D CASTILLO RODRIGUEZ
- PRIMER SUPLENTE ING. ENRIQUE CORTES GONZALEZ
- SEGUNDO SUPLENTE ING. GERARDO AARÓN MAYA GOMEZ

AGRADECIMIENTOS

A **Dios** por permitirnos superarnos cada día en la vida como hombres y personas.

Al **M. I. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez**, gracias por aceptar la asesoría de este trabajo, por su apoyo, consejos, y por compartir su gran experiencia y conocimientos para nuestra formación profesional.

A los **Catedráticos de la Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán, U. N. A. M.**, gracias por compartir su experiencia y conocimientos para nuestra formación profesional.

Al **Ing. Hector Magaña B.**, gracias por su apoyo, orientación y conocimientos para la realización de esta tesis.

A **Mexicana de Autobuses S.A. de C.V.**, gracias por haber dado el apoyo necesario para la realización de esta tesis.

DEDICATORIA

A mis padres :

Claudio Armando y Luz Lilia

Por haberme dado la vida, comprensión, cariño y sobre todo su apoyo para continuar superandome cada día como persona, gracias.

A mis hermanos :

Gloria Luz, Claudio Ernesto y Armando Enrique

Por su confianza, apoyo y cariño.

A mis abuelos, tíos, primos y amigos que me han apoyado en todo lo que he realizado.

A mi tío el **Ing. Mario Guillermo Estrada Hernández** por su apoyo y ejemplo a seguir para mi formación profesional.

A mi amigo **Juan Carlos Bernal Espinosa** por su amistad y apoyo que me ha brindado para que juntos alcancemos una de las metas principales en nuestra vida.

A mis compañeros de la generación 92-96 de la F.E.S.C. por haber compartido sus experiencias y amistad.

A MIS PAPAS:

Adán Y Ma. Teresa

Por haberme dado la vida, cariño, respeto, comprensión y por su apoyo para superarme tanto personal como profesionalmente, gracias, va por ustedes.

A MIS HERMANAS:

Ana, Karina y Rocio.

Por su apoyo y confianza, con cariño y gratitud.

A MI PRIMO:

Ing. Roberto Espinoza Arizmendi.

Por representar para mí un estímulo de superación y por su apoyo para culminar mis estudios.

A un gran amigo **J. Leonardo Casas Estrada** por su amistad y por considerarme su amigo, gracias.

A mis abuelos, tíos, primos y amigos que de alguna forma me apoyaron.

A mis compañeros de la Facultad integrantes de la generación 92-96.

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE
CONTROL DE VELOCIDADES
PARA UN AUTOBUS FORANEO**



INDICE:

Introduccion. 1

CAPITULO 1
FUNDAMENTOS DEL DISEÑO.

1. 1. Generalidades. 3
1. 2. Consideraciones generales del diseño. 5
1. 3. El objetivo de un diseñador. 6
1. 4. Las decisiones basadas en la experiencia. 6
1. 5. La decisión basada en el análisis. 7
1. 6. Rediseño. 8
1. 7. Invención y diseño creativo. 9
1. 8. Cooperación entre el diseñador y el fabricante. 9
1. 9. Seguridad. 10
1. 10. Categorías en el diseño. 13
1. 11. Especificaciones y requisitos. 14
1. 12. Estudio de posibilidades. 14
1. 13. Diseño preliminar y desarrollo. 14
1. 14. Diseño detallado o de detalle. 15
1. 15. Construcción del prototipo y pruebas. 15
1. 16. Diseño para la producción. 16
1. 17. Evaluación y presentación. 16

CAPITULO 2
DISEÑO Y LOCALIZACION DE
LA PALANCA DE CAMBIOS.

2. 1. Planteamiento del problema. 17

2. 2. Diseño y Localización del Sistema Palanca de Cambios.	18
2. 2. 1. Localización de la palanca de cambios.	18
2. 2. 2. Diseño de la palanca de cambios.	20
2. 3. Fijación de la palanca de cambios y torreta de cambios.	31

CAPITULO 3
ANALISIS Y DISEÑO DEL
SISTEMA CONTROL DE VELOCIDADES.

3. 1. Palanca de cambios.	34
3. 2. Articulación universal.	34
3. 3. Selección del tubo para varillaje.	35
3. 4. Conector brida.	46
3. 5. Conector brida para balancín.	49
3. 6. Ajustadores.	51
3. 7. Balancín con rotula.	54
3. 8. Barra de reacción.	56
3. 9. Selector de cambios.	57
3. 10. Pruebas.	75

Conclusiones.

Apéndices.

Bibliografía.

INTRODUCCIÓN

Se entiende por diseño a la formación de un plan, esquema, mediante el cual se hace posible trasladar una necesidad a un dispositivo o máquina que trabajando satisfactoriamente cumpla con los requerimientos originales, dicho plan o método está constituido por todos aquellos conceptos, teorías, leyes y normas que conjuntamente con la aplicación de las matemáticas y creatividad del hombre regula y facilita el proceso de un determinado diseño aprovechando cuanto sea posible los beneficios naturales que la naturaleza proporciona.

En la transformación actual del transporte de pasaje se han desarrollado cada vez sistemas más eficientes (enfriamiento, escape, control de velocidades, control de embrague, etc.) con la incorporación de nuevos productos y materiales que ayudan a la obtención de mejores resultados de dicho sistema, disminuyendo el esfuerzo del operador y aumentando su confort y al mismo tiempo reduciendo el consumo de combustible.

En años anteriores y actualmente hay diferentes sistemas de control de velocidades que se usan y que han sido el resultado de estudios minuciosos por parte de diferentes proveedores y fabricantes de sistema de transporte. Tal es el caso del sistema por medio de bujes que permite controlar a la transmisión desde la parte frontal del autobús hasta su localización en la parte trasera, con la restricción de que el sistema debe ser completamente recto, con desviaciones de ruta no mayores a 1° y 3° . Estas restricciones llevan a consecuencias tales como: diseño especial en la estructura para permitir la trayectoria recta del sistema, espacio reducido en las cajuelas.

Otro sistema usado es por medio de chicotes, este es un sistema que permite tener una ruta más flexible pero con sus deficiencias como: alto costo por metro de chicote, un diseño de torreta más complejo, en su trayectoria el sistema no debe

tener radios de doblez muy angostos y su mantenimiento debe ser constante para no permitir la acumulación de tierra y pequeñas partículas de basura en las terminales.

El presente trabajo desarrolla el diseño de un sistema de control de velocidades para un autobús foráneo por medio de barras, balancines y cruzetas, que permitiera tener un sistema con más opciones para cambios de ruta, más económico y más flexible por los componentes usados. El capítulo 1 muestra los conceptos básicos sobre diseño que se deben considerar para llevar a cabo un diseño confiable y funcional, también nos muestra los procedimientos generales que se llevan a cabo en la construcción de cualquier máquina o sistema que servirá para satisfacer una necesidad y una vez identificada esta se deben considerar los siguientes puntos: estudio de posibilidades, diseño preliminar y desarrollo, construcción del prototipo y pruebas, diseño para la producción, evaluación y presentación de o que será el producto final.

El capítulo 2 muestra el planteamiento del problema y el diseño y localización de la palanca de cambios, considerando las recomendaciones dadas en el manual de lineamientos técnicos para autobuses de transporte de pasajeros y por el fabricante de transmisiones.

El capítulo 3 muestra el análisis, desarrollo y diseño del sistema de control de velocidades, mostrando cálculos, selección de compra de piezas, selección de materiales, diseño y dibujo de piezas.

Por último, se proporcionan catálogos, tablas y listas de los materiales utilizados para la fabricación del sistema de control de velocidades.

CAPITULO 1

FUNDAMENTOS DEL DISEÑO.

1. 1. Generalidades.

La esencia de la ingeniería es la utilización de los recursos y las leyes de la naturaleza para beneficiar a la humanidad. El diseño en la ingeniería mecánica es una parte principal de la ingeniería: trata de la concepción , diseño, desarrollo, refinamiento y aplicación de las máquinas y los aparatos mecánicos de todas clases. El interés se centra en los usos creativos y racionales de la mecánica de sólidos y las ciencias relacionadas, en situaciones de la “vida real”.

Para muchos estudiantes de ingeniería mecánica, el diseño es uno de los primeros cursos de *ingeniería*, a diferencia de los cursos básicos de ciencias y matemáticas. La ingeniería trata de *solucionar* problemas prácticos. Una solución es prueba de que se han entendido los principios científicos pertinentes pero, por lo común, esto no basta; también se requieren conocimientos empíricos y el “criterio ingenieril”.

En forma similar, los científicos no entienden del todo los procesos de combustión o la fatiga del metal, pero los ingenieros mecánicos usan lo que sí se entiende para desarrollar motores de combustión de gran utilidad. A medida que aumentan los conocimientos científicos, los ingenieros plantean mejores soluciones a los problemas prácticos. Además, el mismo proceso de resolver problemas ingenieriles señala aquellas áreas de la ciencia donde es particularmente deseable una investigación más intensa. Hay una marcada analogía entre el ingeniero y el médico. Ninguno de ellos es un científico cuyo principal interés sea descubrir hechos científicos básicos, pero frente a un problema urgente y concreto, ambos *usan conocimientos científicos*, complementándolos con la información que tengan y su criterio profesional.

Los ingenieros de la actualidad trabajan en el diseño y desarrollo de productos para una sociedad completamente diferente a cualquiera que haya existido antes y disponen de mayor información que la que tuvieron los ingenieros en el pasado. Por lo tanto, son capaces de dar soluciones mejores y distintas para satisfacer las necesidades del presente. La calidad dependerá de su ingenio, imaginación, comprensión profunda de la necesidad considerada y de la tecnología en la cual se apoyan las soluciones, etc.

Las consideraciones técnicas del diseño de partes mecánicas se centran en dos áreas principales de atención: 1) las relaciones de esfuerzo-deformación-resistencia que involucran las propiedades globales de un elemento sólido, y 2) los fenómenos superficiales que abarcan la fricción, lubricación, desgaste y deterioro provocado por el ambiente.

Cuando se analiza una máquina completa, el ingeniero encuentra invariablemente que están interrelacionados los requisitos y restricciones de la diversas partes. El diseño de un resorte para válvula de un motor de automóvil, por ejemplo, depende del espacio que esté disponible para el resorte. Esto, a su vez, está en función de los requisitos de espacio para la abertura, los ductos del refrigerante, la separación entre bujías y así sucesivamente. Esta situación agrega una dimensión completamente nueva a la imaginación y el ingenio que deben tener los ingenieros a medida que intentan determinar un diseño óptimo combinando partes relacionadas

Además de los tradicionales elementos tradicionales de las consideraciones económicas y tecnológicas, en cuanto al diseño y mejoramiento de los sistemas y partes mecánicas, el ingeniero moderno debe estar interesado cada vez más en la seguridad, ecología y "calidad de vida" global.

1. 2. Consideraciones generales del diseño.

En la mayoría de los diseños de ingeniería se hacen varias consideraciones, por lo que el ingeniero tiene que utilizar sus conocimientos para establecer cuáles son más importantes. Aunque ninguna simple lista de verificación puede ser adecuada o completa, puede ser de ayuda listar más o menos organizadamente las categorías principales.

A. Consideraciones “tradicionales”.

1. Para todo el cuerpo de la parte:

- a. resistencia mecánica.
- b. deflexión.
- c. peso.
- d. tamaño y forma.

2. Para las superficies de la parte:

- a. desgaste.
- b. lubricación.
- c. corrosión.
- d. fuerzas de fricción.
- e. calor generado por fricción.

B. Consideraciones “modernas”.

1. Seguridad.

2. Ecología (tierra, agua, aire, contaminación térmica, conservación de recursos, ruido).

3. Calidad de la vida.

C. Consideraciones diversas.

1. Confiabilidad y facilidad de conservación técnica. Éste cada vez tiene mayor aceptación como factor muy importante.

2. Estética.

Con frecuencia las diversas consideraciones de diseño parecen ser incompatibles hasta que el ingeniero no elabora una solución ingeniosa con suficiente imaginación.

1. 3. El objetivo de un diseñador.

El objetivo principal de un diseñador mecánico es *crear un dispositivo más efectivo con el menor costo*. Su palabra clave debe ser la *simplicidad*, puesto que un dispositivo simple es, por lo general, el menos caro. Las palabras “menos caro” incluyen no solamente el costo de los materiales y la construcción, sino que también incluyen el costo de la ingeniería (planeación). El análisis es una de las partes necesarias e importantes de los deberes de un diseñador pero debe conocer, qué tanto de dicho análisis tiene que hacer y cuánto dejar de hacerlo. En última instancia, él es quien debe decidir qué hacer y cómo hacerlo. Debe impartir instrucciones claras y concisas, de manera que su máquina pueda ser construida con las facilidades existentes y debe asegurarse que esa máquina opere de manera efectiva y segura. La cantidad de estudios se convierte entonces en materia de juicio del diseñador.

1. 4. Las decisiones basadas en la experiencia.

Supongamos, por ejemplo, que a usted se le pide diseñar alguna pieza para sujetar la placa de un automóvil a su soporte. A usted, posiblemente, le agradaría desarrollar un dispositivo para colocar y desmontar rápidamente la placa, pero, ¿sería deseable esta característica? Las placas no son colocadas en la fábrica ni usted está tratando de equilibrar el costo del dispositivo con el costo de mano de obra en el ensamble. Posiblemente, a usted le gustaría un método de colocar la placa que significara un ahorro de tiempo, pero usted, como cliente, ¿estaría dispuesto a pagar un costo extra por ello?

Supongamos que usted descarta la idea del sujetador rápido por impráctico y que decide que un tornillo y un agujero son la disposición más sencilla que se

puede idear. ¿Qué tanto de su tiempo debe usted dedicar a tratar de decidir el tamaño del tornillo? Es obvio que un tornillo demasiado pequeño mantendrá la placa en su lugar, pero los más pequeños son difíciles de manejar. ¿Trataría usted de estudiar el ajuste con el fin de determinar la diferencia óptima entre el diámetro del tornillo y el del agujero? Aunque esto presente un interesante estudio académico, ciertamente no malgastaría su tiempo haciendo este estudio antes de decidir sobre el tamaño del tornillo. Su decisión estaría basada en su experiencia anterior con los tornillos. Seguramente, especificaría un tornillo estándar que pudiera comprarse en cualquier ferretería y seleccionaría un tamaño lo suficientemente grande para ser manejado de manera conveniente y que, sin embargo, no fuera tan grande como para que se viera mal. Usted es quien tiene que tomar la decisión.

Hasta aquí en lo que se refiere al tamaño del tornillo. Ahora, ¿qué hacer acerca del material? Probablemente, usted escogería un acero, que se oxida y latón o aluminio, que no se oxidan. Su selección probablemente estaría basada en una opinión personal. Si usted prefiere usar los mismos tornillos una y otra vez, probablemente seleccionaría tornillos de aluminio o latón. Pero si usted trata la oxidación del acero como un seguro contra la posibilidad de que el tornillo se afloje y se pierda, preferirá cortar los tornillos al finalizar el año y poner nuevos tornillos. Casi cualquier tipo de material servirá para este propósito, pero usted, como diseñador, debe tomar la decisión. Esta ilustración probablemente raya en lo ridículo, pero se da con el fin de ilustrar el hecho de que ocasionalmente se dan casos en que una decisión puede estar basada en la experiencia y un análisis excesivos injustificado.

1. 5. La decisión basada en el análisis.

Ahora considerese un problema de sujeción, en donde puede justificarse un análisis. Supóngase que se le pide diseñar los tornillos para la tapa de una biela de un motor de combustión interna. Usted ha visto antes bielas de motores, pero su

experiencia con ellas es probablemente demasiado limitadas para que pueda especificar el tamaño del tornillo sin tener que hacer primeramente cierto análisis. De hecho, usted encontrará que cuando en la práctica tenga que resolver este problema, una solución adecuada dependerá no solamente del análisis que se haga sobre el papel sino también de algunas pruebas físicas.

Examinemos hasta qué grado un análisis puede llevarse a cabo a fin de diseñar un elemento simple de máquina como lo es un tornillo. Para empezar, usted necesitará conocer el modo cómo la biela transmite la fuerza al muñón del cigüeñal. Esto significa que un análisis de la fuerza del motor sólo puede hacerse si se conoce la potencia del mismo en caballos, su velocidad, las dimensiones y los pesos. Con estos datos, usted puede encontrar las cargas externas en los tornillos, pero éstos están sujetos a otros esfuerzos además de los impuestos por las cargas externas. Se requiere una tensión inicial para aplastar los cojinetes de modo que tomen la forma del agujero de la biela. Es muy posible que ocurran esfuerzos térmicos y la situación se complica aún más, porque tanto la biela como su tapa se deformarán bajo la carga. El material del tornillo posiblemente tendrá que poseer ciertas propiedades físicas pero en las propiedades físicas puede influir convenientemente el tamaño del tornillo, y las dimensiones del mismo al estar restringidas por el espacio disponible.

1. 6. Rediseño.

Mucha de la labor del diseñador consiste en el rediseño. Se puede rediseñar una prensa para que tenga una mayor capacidad, el cabezal de un torno puede ser rediseñado para acomodar material más grande, o un motor de automóvil puede rediseñarse para que desarrolle mayor potencia. Aquí, los mecanismos ya están establecidos y el diseñador no tiene que diseñar otros diferentes. El mismo mecanismo puede ser usado en la prensa, las mismas velocidades del husillo pueden usarse en el torno y el motor del automóvil tendrá el mismo número de cilindros. El problema del diseñador es decidir qué partes tienen que cambiarse y

qué partes deben permanecer iguales. Al hacer estas decisiones, nunca debe perderse de vista el hecho de que los cambios son costosos y que su rediseño debe producir los resultados deseados con el mínimo de alteraciones.

1. 7. Invención y diseño creativo.

Algunas veces, la labor de un diseñador puede llegar hasta la invención. Si se presenta un problema que sugiere como solución el uso de una máquina y no existe una máquina adecuada, el diseñador tendrá que crearla. En esta etapa, el diseñador está más interesado en la forma como se va a hacer el trabajo, que en los materiales que deben usarse o en como deben estar proporcionadas las partes.

1. 8. Cooperación entre el diseñador y el fabricante.

Preguntas como éstas son típicas y se pueden hacer con respecto a cualquier máquina; el hecho de que tienen que ser respondidas debe conducir a la conclusión de que un diseñador debe saber acerca de multitud de cosas. Sin embargo, rara vez se requiere un solo individuo para que él mismo haga toda la tarea; cualquier desarrollo es el resultado de los esfuerzos combinados de muchas personas. Aun cuando no puede esperarse que usted conozca todo de todo, se espera que conozca principios mecánicos, de tal forma que no cometa errores fundamentales y que reconozca cuando necesita la ayuda y consejo de algún especialista. Recuérdese que hay compañías e individuos que pasan su vida entendiendo, desarrollando y fabricando sólo un elemento de máquina. Una compañía no hace otra cosa que engranes, otra no hace nada más que cigüeñales y alguna más sólo fabrica rodamientos y cada una de ellas está mucho más familiarizada con los detalles de fabricación que lo que está el diseñador. Si el diseñador está trabajando para una compañía que fabrica sus propias partes, no debe dudar en consultar a la persona o al departamento que fabrica la parte que ha diseñado. A menudo, ligeros cambios en los detalles dan por resultado un considerable ahorro de tiempo y dinero.

1. 9. Seguridad.

Es natural que, en el pasado, los ingenieros hayan considerado como fundamentales los aspectos funcionales y económicos de los nuevos dispositivos. Después de todo, a menos que los dispositivos tengan una función útil, no tienen interés alguno para la ingeniería.

Además, si un dispositivo nuevo no puede producirse a un costo que sea accesible para la sociedad contemporánea, se desperdicia el tiempo dedicándole más esfuerzo. Pero los ingenieros que nos precedieron tuvieron éxito al desarrollar diversos productos. En parte por esto, la ingeniería se esfuerza, cada vez con mayor interés, en analizar ampliamente la influencia de los productos diseñados por ingenieros sobre las personas y el medio.

La seguridad personal es un aspecto que los ingenieros han tenido siempre en mente, pero que ahora demanda mayor atención. En comparación con aquellos cálculos relativamente directos como esfuerzos y deflexión, la determinación de la seguridad tiende a ser una materia indefinida e incomprensible, que se complica por factores psicológicos y sociológicos. Pero esto solamente debe agregar interés a la tarea de un ingeniero. Lo obliga a unir los hechos importantes y llegar a buenas decisiones que reflejan conocimientos, imaginación, ingenio y criterio.

El primer paso importante para desarrollar habilidades ingenieriles en el área de seguridad, es *poder llegar a percibir su importancia*. La seguridad de un producto es un tema que preocupa ahora mucho a los legisladores, abogados, jueces, jurados, ejecutivos de seguros, etc. Pero ninguna de estas personas puede contribuir directamente a la seguridad de un producto; pueden solamente recalcar la urgencia de que el proceso para la *elaboración* de un producto sea *rigurosamente seguro*. Es el *ingeniero* quien debe llevar a cabo el desarrollo de productos seguros

La seguridad es inherentemente un punto relativo, y deben hacerse juicios de valor con respecto al ajuste equilibrado entre la seguridad, costo, peso, etc.

Después de la percepción, el segundo punto principal de la ingeniería de seguridad es el *ingenio*. El ingeniero debe tener suficiente imaginación e ingenio como para *anticipar* las situaciones potenciales de riesgo relacionadas con un producto. La vieja máxima de que todo lo que *puede* suceder probablemente *sucedirá* tarde o temprano, sigue siendo cierta.

Una vez que el ingeniero *percibe* suficientemente los aspectos de seguridad, y los acepta como un desafío a su *imaginación e ingenio*, hay ciertas técnicas y criterios que ayudan frecuentemente. A continuación se sugieren seis:

1. *Revisar el ciclo total de vida del producto* desde que se produce hasta que se desecha finalmente, tratando de descubrir hechos de alto riesgo. Pregúntese que clases de situaciones pueden tener lugar en forma razonable durante las diversas etapas de manufactura, transporte, almacenaje, instalación, uso, servicio, etc.

2. Tener la certeza de que las medidas de seguridad representan un *enfoque equilibrado*.

3. *Hacer de la seguridad una característica integral* del diseño básico siempre que sea posible, en lugar de “agregar” dispositivos de seguridad una vez que se haya terminado el diseño básico.

4. Úsese un *diseño de protección en caso de falla* cuando sea factible. Los principios generales que se aplican aquí es que se toman precauciones para evitar la falla, *pero si la hay*, el diseño es tal, que el producto es todavía “seguro”; es decir, la falla no será catastrófica.

5. Verificar las normas del gobierno y las publicaciones técnicas pertinentes para tener la seguridad de que se cumplen las especificaciones legales y se aprovecha la experiencia de otros en cuanto a seguridad.

6. Colocar señales de todos los riesgos que permanecen después de que el diseño se ha hecho tan seguro como sea razonablemente posible. Los ingenieros que desarrollan el proyecto son los que están en la mejor disposición de identificar dichos riesgos. Los avisos deberán diseñarse para que, de la manera más posible, la atención de las personas que corren riesgo capte la información. Los mejores resultados se logran con señales vistosas fijas permanentemente a la misma máquina.

La ingeniería de seguridad incluye básicamente *aspectos que no son técnicos*, pero que son importantes para la gente interesada. Los ingenieros deben estar alerta sobre esos aspectos para que sean eficaces sus esfuerzos relacionados con la seguridad. A continuación se sugieren tres puntos específicos dentro de esta categoría.

1. *Capacidades y características* de la gente, tanto fisiológicas como psicológicas. Cuando el dispositivo se usa o está en servicio, los requisitos de resistencia, alcance y resistencia a la fatiga deben estar dentro de las limitaciones fisiológicas del personal que lo maneja. El acomodo de los instrumentos y controles, y la naturaleza de los requisitos mentales de operación, deben ser compatibles con los factores fisiológicos. Si no se puede eliminar la posibilidad de un accidente, el diseño debe estar hecho de tal manera que limite las cargas de accidente impuestas al personal a valores mínimos que reduzcan la severidad de las lesiones.

2. *Comunicación*. Los ingenieros deben comunicar a otros los principios y la operación de las medidas de seguridad incorporadas en sus diseños y, en muchos

casos, se dedican ellos mismos a “vender” el uso apropiado de dichas medidas de seguridad. por ejemplo, ¿qué beneficio puede tenerse al diseñar un casco efectivo de motocicletas si no se usa? O, ¿disponer de una prensa punzadora con interruptores de seguridad para ambas manos, si el operador bloquea uno de los interruptores con objeto de tener una mano libre para fumar? Infortunadamente, aún la información más efectiva no siempre garantiza el uso inteligente por parte del operador. Esta situación da lugar a controversias como las que existen alrededor del requisito de instalar bolsas de aire en los automóviles, debido a que gran parte del público no se acostumbra a usar los cinturones de seguridad. La mayor solución de dichas controversias requiere un aporte inteligente de muchas áreas, una de las cuales es ciertamente la profesión de ingeniería.

3. *Cooperación.* La controversia mencionada antes ilustra la necesidad de que los ingenieros cooperen eficazmente con los miembros de otras áreas: gubernamental, de ventas, de servicios, legal, etc., con objeto de que los esfuerzos conjuntos dirigidos a lograr la seguridad puedan llegar a ser efectivos.

1. 10. Categorías en el diseño.

El diseño puede presentarse por medio de dibujos, modelos, patrones, especificaciones u otros medios de comunicación semejantes. Cualquiera que sean los medios con que se dé a conocer el diseño, se han de dar todos los detalles importantes para su consumación. Para ello ha de comprender elementos tales como materiales y sus características, los métodos para adoptar dichos materiales a su objeto o a su trabajo, la relación de las piezas dentro del conjunto y el efecto del producto terminado sobre los que pueden verlo, usarlo o tengan alguna relación con el mismo.

Diseño es la palabra usada más o menos en forma indefinida en todas las artes al referirse a composición, estilo, decoración o a cualquier relación de partes de una entidad completa. En algunas áreas, notablemente en el área de la

arquitectura y en la de aquellos productos del diseño, el arte y la ingeniería se ven afectados el uno respecto del otro, de tal modo que la completa libertad en el diseño se ve restringida.

1. 11. Especificaciones y requisitos.

Teniéndose definida la necesidad, deberán estudiarse sus requisitos con mucho cuidado, pues con frecuencia la parte industrial de un proyecto resulta interrumpida en este paso debido a que las especificaciones están dadas en términos muy generales, indicando con esto que se tiene solo una idea vaga de lo que realmente se desea.

1. 12. Estudio de posibilidades.

Después de las especificaciones se han preparado, aceptado y sometido a consideraciones, habrá de efectuarse el estudio de posibilidades con la finalidad de verificar su viabilidad sobre el punto de vista teórico y económico.

1. 13. Diseño preliminar y desarrollo.

En este paso se hacen dibujos mostrando el aspecto general de las máquinas, los sistemas, separados para poder determinar así en un paso posterior la configuración total y para poder establecer relaciones condicionales entre las diferentes partes de la máquina o sistema. Estos dibujos deben tener todas las dimensiones y notaciones importantes, así como vistas seccionales, auxiliares que expliquen completamente el diseño propuesto.

Además se hacen estudios cinemáticos que incluyan dibujos completos de la máquina y de los diagramas del ciclo de la máquina.

Debido a que raramente se logran satisfacer en esta fase todas las especificaciones y requisitos, muchas veces es necesario hacer nuevos ajustes a los mismos a fin de efectuar el diseño completo, así mismo mientras se elaboran los

bosquejos para el diseño preliminar se puede trabajar cuanto sea posible en probar la idea, por ejemplo: determinar algunas propiedades de las materiales para evaluar algún dispositivo o bien para determinar algún parámetro desconocido.

1. 14. Diseño detallado o de detalle.

Esta fase se refiere al dimensionamiento de todos los componentes individuales, tanto de las fabricados como de los comprados, se elaboran por separado dibujos detallados de cada uno de los componentes mostrando todas las vistas necesarias, todas las dimensiones y tolerancias, así como el o los tipos de materiales y los tratamientos térmicos si es que son necesarios, también se enlista la cantidad de todos los componentes por ensamble, sus nombres correspondientes y tal vez el numero de dibujo del ensamble donde va a usarse la parte componente.

Partiendo de los esquemas preliminares el diseñador deberá ejecutar los siguientes pasos:

- a) Cálculo de los diferentes parámetros involucrados en el proceso.
- b) Cálculo de los componentes.
- c) Dimensionado de partes.
- d) Selección de materiales.
- e) Especificación de componentes comerciales.

1. 15. Construcción del prototipo y pruebas.

En esta etapa se llevan a cabo los siguientes pasos:

- a) Fabricación de partes.
- b) Compra de componentes comerciales.
- c) Ensamble.
- d) Evaluación y Pruebas.
- e) Cambios y/o modificaciones.

1. 16. Diseño para la producción.

Es aquí donde se analizan todos los cambios sugeridos al diseño con el fin de tener las mejores alternativas para los métodos de producción buscando por lo general las mas viables desde el punto de vista técnico, económico o productivo, según sea el caso.

Elegir entre estampado, vaciado o forjado, combinar varias partes combinadas en una sola, reemplazo de partes por equivalentes comerciales disponibles o por equivalentes satisfactorios de menor costo.

1. 17. Evaluación y presentación.

Es esta la fase significativa total del diseño, pues es la demostración definitiva de que un diseño sea aceptado, observando si esta satisface realmente las necesidades y cubriendo los siguientes puntos:

- a) Es confiable.
- b) Competirá con éxito contra productos semejantes.
- c) Es de fabricación o uso económico.
- d) Es fácil de mantener o ajustar.
- e) Se obtienen ganancias por su venta o utilización.

CAPITULO 2.

DISEÑO Y LOCALIZACIÓN DE LA

PALANCA DE CAMBIOS.

2. 1. Planteamiento del problema.

Hoy en día en el actual sistema de transporte se utilizan transmisiones de cambios manuales de 4 a 18 cambios de acuerdo al uso y clase de vehículo; estas transmisiones solamente son maniobradas manualmente y el chofer de un vehículo utilitario o de un autobús valoriza más que nunca que su herramienta de trabajo sea de fácil manejo y ahorrador de energía.

El sistema de control de velocidades de un vehículo necesita entonces de una cantidad de energía al colocar los cambios, los cuales dependen del tipo de transmisión, si se trata de una sincronizada o no sincronizada y del tamaño del vehículo. La transmisión sincronizada que actualmente es la que más se usa, necesita una mayor cantidad de energía aplicada con la mano en la palanca que una no sincronizada, ya que este tipo de transmisiones cuentan con resortes que permiten que la posición de la palanca regrese a posición neutral después de haber aplicado alguna velocidad.

El objetivo es diseñar un sistema de control de velocidades por medio de varillaje para un autobús con transmisión sincronizada. Este sistema debe ir desde la cabina del conductor hasta la parte trasera donde estará localizada la transmisión. (Ver figura 2. 1.).

Las condiciones de diseño con las que se debe cumplir el sistema son: debe estar bajo normas para sistemas de transporte, normas de fabricante de transmisión y aspectos ergonómicos. Otro aspecto importante será el desarrollo de las partes y componentes que conformaran dicho sistema de mando.

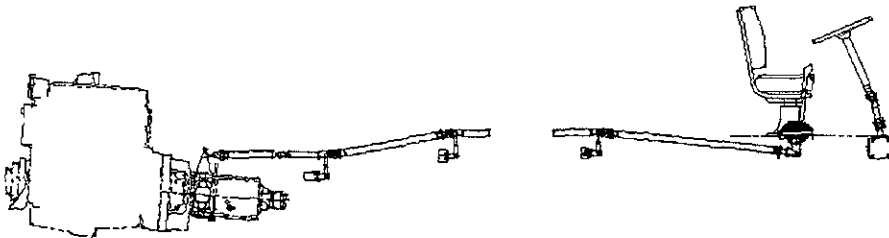


Figura 2. 1. Sistema de mando a distancia por medio de varillaje.

2. 2. Diseño y localización de la palanca de cambios.

La palanca de cambios es la herramienta que permitirá la selección y cambios de velocidades por lo que para su ubicación se consideran las recomendaciones dadas en el Manual de lineamientos técnicos para autobuses de transporte de pasajeros en el Distrito Federal (Gaceta Oficial del Distrito Federal # 16 del 24 de Septiembre de 1996); y para su diseño se consideraran aspectos ergonómicos y recomendaciones del diseñador de cajas de cambios que van ligadas con la funcionalidad del sistema y la comodidad del conductor.

2. 2. 1. Localización de la Palanca de Cambios.

Como ya se mencionó, la ubicación está dada por los lineamientos técnicos para autobuses de transporte de pasajeros, ya que la palanca así como otros sistemas e instrumentos deben tener una buena localización para un buen funcionamiento.

Para nuestro fin recomiendan:

a) Una distancia del centro de la columna de dirección a la localización de la palanca de cambios de 250-300 mm y una distancia de 200-250 mm para la ubicación de la palanca de cambios (Ver Figura 2. 2. b)

b) Una distancia del acelerador a la localización de la palanca de velocidades de 230 mm mínimos y una distancia de 200 mm máximos para la ubicación de la palanca de cambios (Ver Figura 2. 2. a)

Recomendaciones:

A= 200-250 mm ; B= 250-300 mm ; C= 200 mm máx. ; D= 230 mm mín.

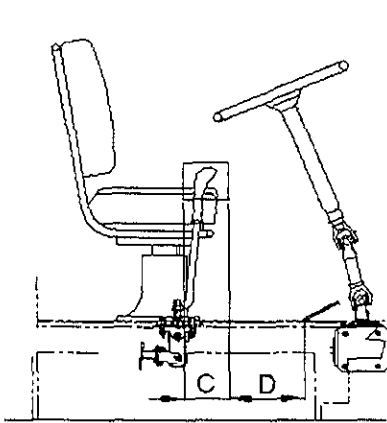


Figura 2. 2. a .- Localización lateral de la palanca de cambios.

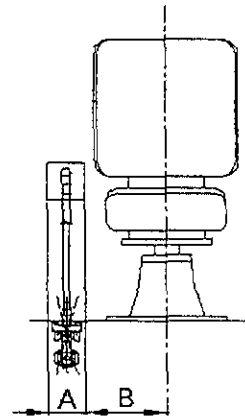


Figura 2. 2. b .- Localización frontal de la palanca de cambios.

En base a estas recomendaciones y al diseño propio del autobús la localización de la palanca es la siguiente:

a) Una distancia del centro de la columna de dirección a la localización de la palanca de 295.0 mm y una distancia de 145.0 mm para la ubicación de la palanca de cambios. (Ver Figura 2. 3.).

b) Una distancia del acelerador a la localización de la palanca de cambios de 330.0 mm y una distancia de 160.0 mm para su ubicación (Ver Figura 2. 3.).

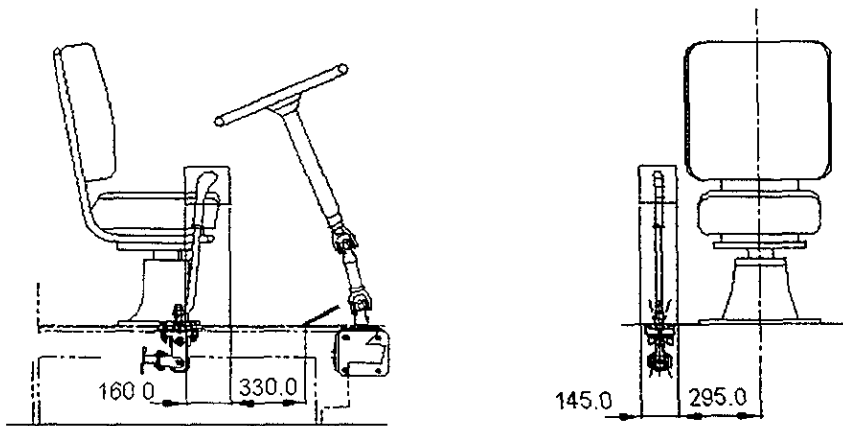


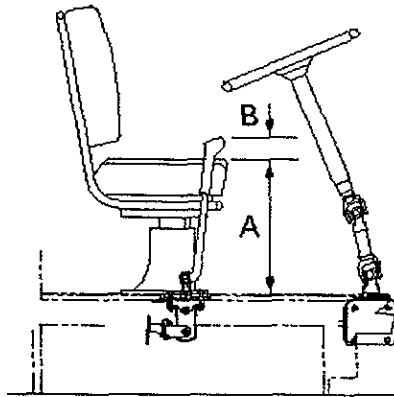
Figura 2. 3. Localización final de la palanca de cambios.

2. 2. 2. Diseño de la palanca de cambios.

Para el diseño de la palanca de cambios es importante considerar los siguientes aspectos:

1.- Las recomendaciones dadas por los lineamientos técnicos para autobuses de transporte de pasajeros:

La palanca debe tener una distancia medida de la parte superior del asiento a la perilla de la palanca de 150 mm máximo, y la altura medida desde el piso operador hasta la parte superior del asiento debe ser de 400-450 mm , esta altura es ajustable dependiendo del operador (Ver Figura 2. 4.).



Recomendaciones:

A= 400-450 mm ; B= 150 mm máx.

Figura 2. 4. Altura de la palanca y del asiento recomendada.

2.- Recorridos de la palanca al seleccionar las marchas y pasillos dadas por el fabricante de cajas de cambios y características de funcionamiento de la caja de cambios.

Los recorridos sobre la perilla al conectar y seleccionar marchas dependen del tipo y versión de la caja de cambios y la recomendación del fabricante es:

- Recorridos de la palanca al conectar cada marcha:
 - 100 mm: para todas las cajas de cambio no sincronizadas.
 - 120 mm: para las cajas sincronizadas de 4 velocidades.
 - 150 mm: para las cajas sincronizadas de 6 velocidades.
- Recorridos para seleccionar pasillos:
 - 50-70 mm: para cajas de 4, 5, y 6 velocidades.
 - 40-50 mm: para cajas de cambio no sincronizadas.

Para nuestro diseño se tiene una caja de 6 velocidades sincronizada. La altura de la palanca se obtendrá a partir de la distancia que se debe desplazar el

sistema de mando para accionar la palanca de selección de cambios ubicada en la transmisión y del diseño de la torreta de cambios.

La palanca de selección de cambios funciona como se muestra en la figura 2. 5.

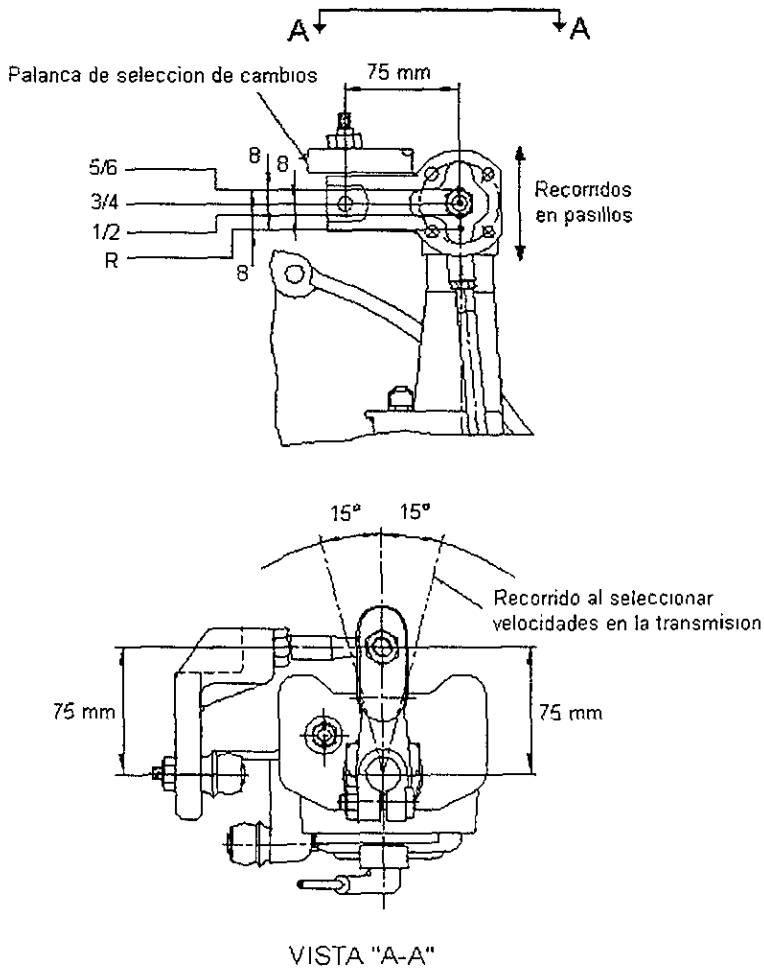


Figura 2. 5. Funcionamiento de la palanca de selección de cambios.

Como se observa en la figura 2. 5. la palanca de selección de cambios debe hacer un recorrido al conectar cada marcha y al seleccionar los pasillos por lo que el sistema de mando debe tener un movimiento tanto lineal como angular.

Partiendo primeramente de la palanca de selección de cambios (Ver figura 2.6).

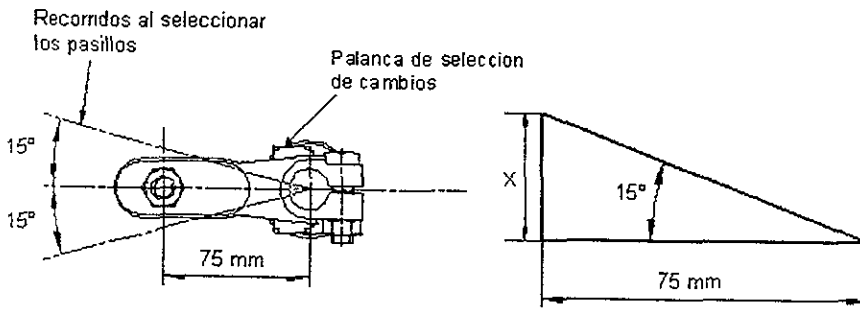
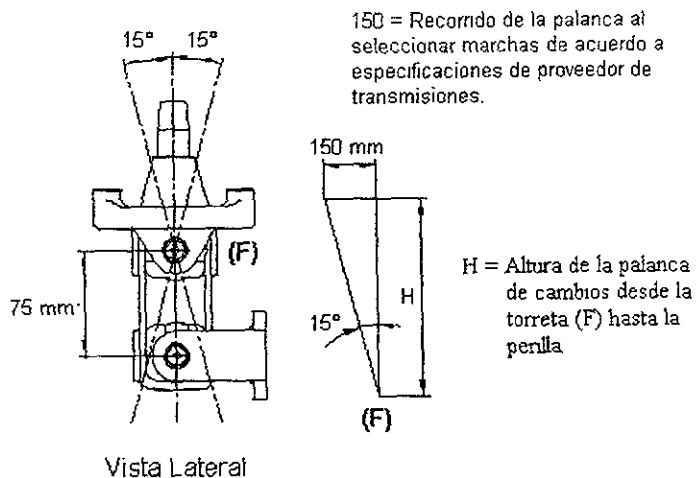


Figura 2. 6. Recorrido de la palanca de selección de cambios.

$$\text{Distancia recorrida al conectar cada marcha} = X = 75 \text{ Tan } 15^\circ$$
$$X = 20.0 \text{ mm.}$$

Esta distancia de 20 mm es la que se debe desplazar todo nuestro sistema de control de velocidades para la selección de cada cambio, por lo tanto esta distancia se desplaza hasta la torreta de cambios para obtener la longitud de la palanca (Ver figura 2. 7.). Considerando 150 mm de recorrido al seleccionar cada marcha:



$\tan 15^\circ = 150/H$ por lo tanto $H = 150 / \tan 15^\circ = 560$ mm.

Figura 2. 7. Altura de la palanca de cambios teórica recomendable.

560 mm es la altura desde el centro de la torreta de cambios hasta la perilla de la palanca para tener recorridos de 150 mm al conectar cada marcha.

Para obtener la altura real de la palanca se fija la torreta de cambios al piso del autobús (Ver figura 2. 8.).

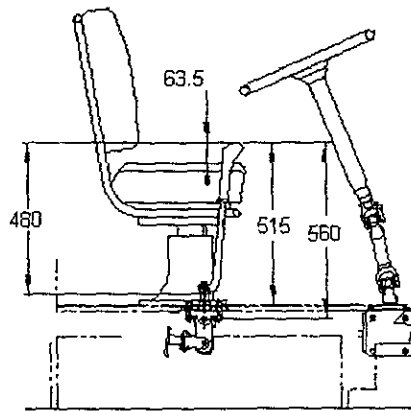


Figura 2. 8. Fijación de la Torreta al piso operador y obtención de la altura de la palanca de cambios.

Como se observa en la figura 2. 8. la altura de la palanca es de 480 mm, colocando el asiento en la posición mínima de 400 mm ó máxima de 450 mm, se está dentro del rango de 0-150 mm máximos que se necesitan de la parte superior del asiento a la perilla de la palanca.

- a) Altura del asiento a la perilla en posición mínima: $520 \text{ mm} - 400 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$.
- b) Altura del asiento a la perilla en posición máxima: $520 \text{ mm} - 450 \text{ mm} = 70 \text{ mm}$.

Para comprobar estos resultados no se deben tener movimientos angulares que sean mayores a los permitidos de diseño de la torreta de cambios:

- a) La torreta de cambios permite desplazamientos verticales angulares de 30° máx. al conectar cada marcha (Ver figura 2. 9.).
- b) Para la selección de pasillos permite desplazamientos horizontales angulares de 15° máx. (Ver figura 2. 9.).

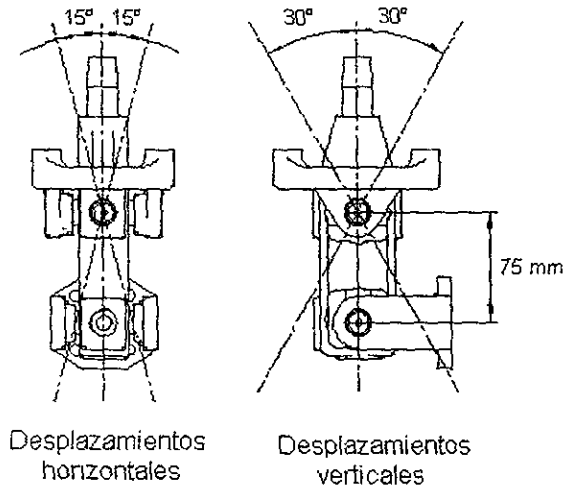


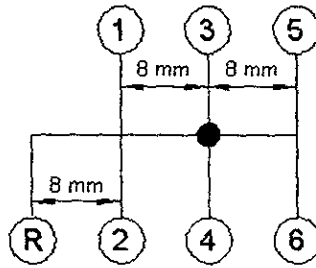
Figura 2. 9. Torreta de Cambios.

Al conectar cada marcha se obtuvo un desplazamiento vertical angular de 15° , por lo que se cumple con el desplazamiento de 30° máx. permitido de diseño por el fabricante de la torreta de cambios.

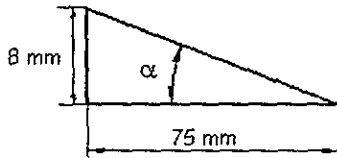
Para los desplazamientos horizontales angulares en pasillos se necesita considerar lo siguiente:

Para el cambio de las velocidades en orden secuencial considerando que la palanca de selección de cambios se encuentra en el pasillo de 3 y 4 velocidad (Ver Figura 2. 5.), la palanca de selección de cambios hace desplazamientos verticales de 8 mm en la transmisión para conectar 1 y 2 velocidad, 3 y 4 velocidad y 5 y 6 velocidad.

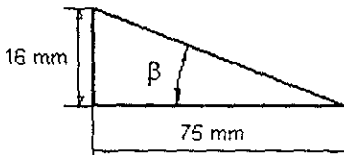
Para conectar reversa se necesita un desplazamiento de 16 mm tomando como punto de referencia el pasillo de 3 y 4 velocidad (Ver figura 2. 10.).



Recorridos de la palanca de selección de cambios ubicada en la transmisión al seleccionar los pasillos



$$\alpha = \text{Tan}^{-1} 8 / 75 = 6^\circ$$



$$\beta = \text{Tan}^{-1} 16 / 75 = 12^\circ$$

Figura 2. 10. Desplazamientos horizontales angulares en la palanca de selección de cambios.

En los desplazamientos de 8 mm el sistema de control de velocidades hace un desplazamiento angular de 6° y para 16 mm hace un desplazamiento angular de 12° (Ver figura 2. 11).

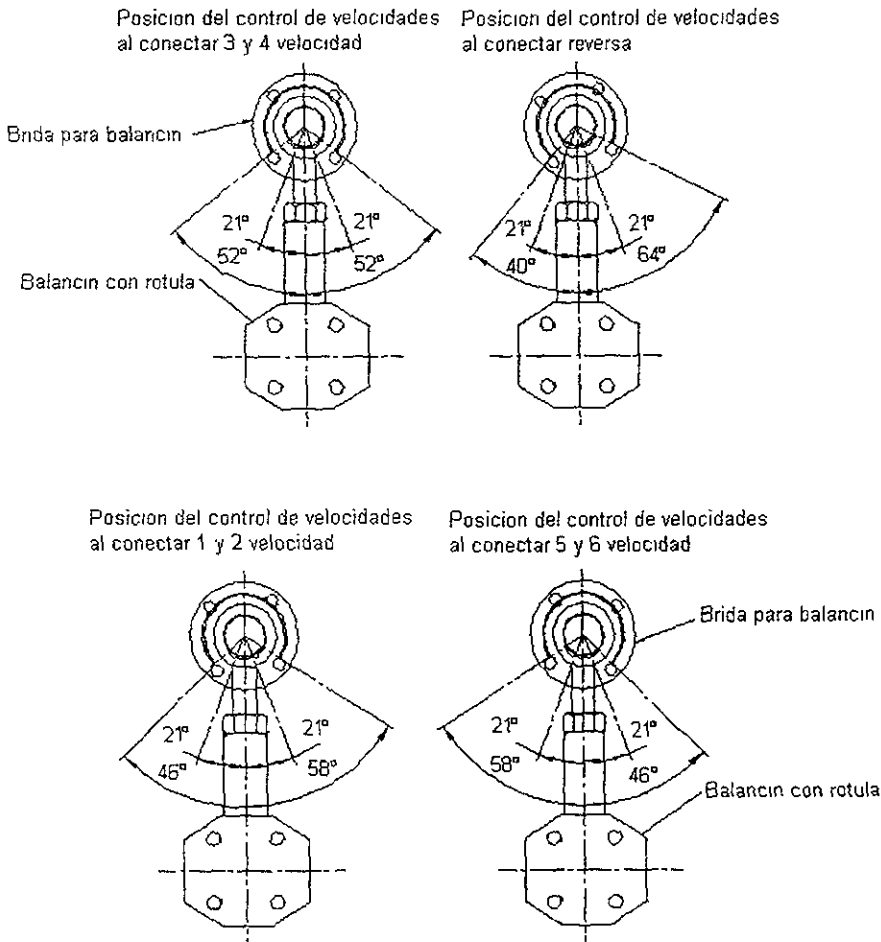
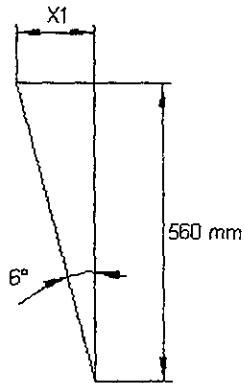


Figura 2. 11. Desplazamiento angular del sistema al seleccionar velocidades.

Considerando los resultados obtenidos en la transmisión, hay que obtener los recorridos que se tendrán en la palanca de cambios, y verificar que estos se encuentran dentro del rango de desplazamientos recomendados por el fabricante de transmisiones. La altura de la palanca será la indicada para el buen funcionamiento del sistema control de velocidades si cumple con lo antes mencionado.

Con una longitud de 560 mm de altura de la palanca de cambios y un desplazamiento angular de 6° en la torreta de cambios, la distancia de recorrido en los pasillos para conectar 1 y 2 velocidad, 3 y 4 velocidad y 5 y 6 velocidad consecutivamente será:



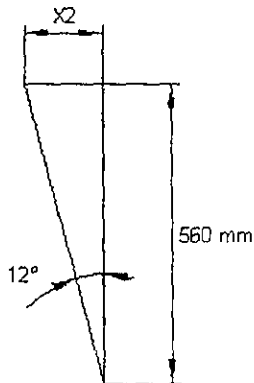
$$\tan 6^\circ = X1 / 560$$

$$X1 = 560 \times \tan 6^\circ$$

$$X1 = 60 \text{ mm}$$

Como se observa en el calculo anterior el recorrido es de 60 mm para conectar las velocidades mencionadas anteriormente.

Para obtener la distancia al conectar reversa con un desplazamiento angular de 12°:

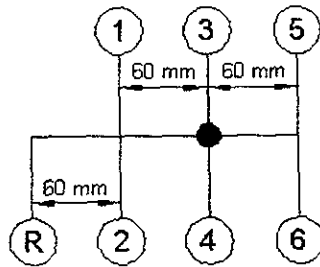


$$\tan 12^\circ = X2 / 560$$

$$X2 = 560 \times \tan 12^\circ$$

$$X2 = 120 \text{ mm}$$

Con un recorrido de 120 mm desde la posición neutral de la palanca de cambios se podrá conectar reversa. En la figura 2. 12. se observa el patrón de cambios con los recorridos obtenidos.



Recorridos de la palanca de cambios al seleccionar los pasillos para el cambio de velocidades.

Figura 2.12. Patrón de cambios con los recorridos finales de la palanca de cambios.

Se tienen 60 mm de recorrido entre cada pasillo y la norma recomendada por el fabricante es de 50 - 70 mm para este tipo de transmisiones. El desplazamiento horizontal angular máximo que tendremos será de 12° hacia los lados y por diseño de la torreta se tiene 15° máximos.

Todos estos cálculos obtenidos se encuentran dentro de las normas recomendadas dadas por el manual de lineamientos técnicos así como por el fabricante de transmisiones.

3.- Aspectos ergonómicos.

Hoy en día los aspectos ergonómicos son muy importantes y de estos dependerá la apariencia de la palanca de cambios. Por recomendación del fabricante de transmisiones es de gran beneficio dar un ángulo de inclinación de 10° a la palanca hacia el frente de la unidad, esto con la finalidad de eliminar

esfuerzos generados en el brazo del conductor producidos por las horas de manejo. Este ángulo esta recomendado después de haber colocado a una persona de compleción media en el asiento y tomando como referencia que la parte de su brazo desde el hombro a el codo este en posición paralela a el cuerpo para así dar el mismo radio de giro al brazo al tiempo de seleccionar cualquier velocidad. (Ver Figura 2. 13.)

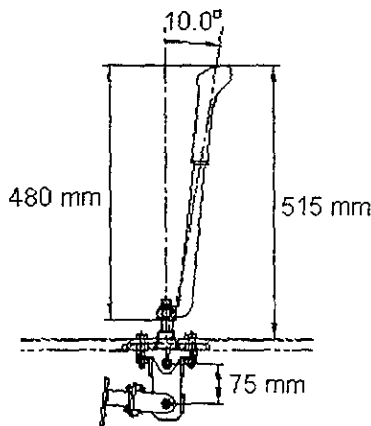


Figura 2. 13. Aspecto final de la palanca de cambios.

2. 3. Fijación de la palanca de cambios y torreta de cambios.

Para la fijación de la torreta de cambios es necesario diseñar un soporte que permita alojar a la torreta, así como fijarla al nivel de piso operador. Este soporte debe estar diseñado de tal manera que se pueda fijar a la estructura propia del autobús utilizando soldadura y que a la vez permita el fácil montaje y desmontaje de la torreta de cambios.

El soporte de la torreta de cambios está hecho de placa de acero de 1/4 plg de espesor y su diseño se observa en la figura 2. 14.

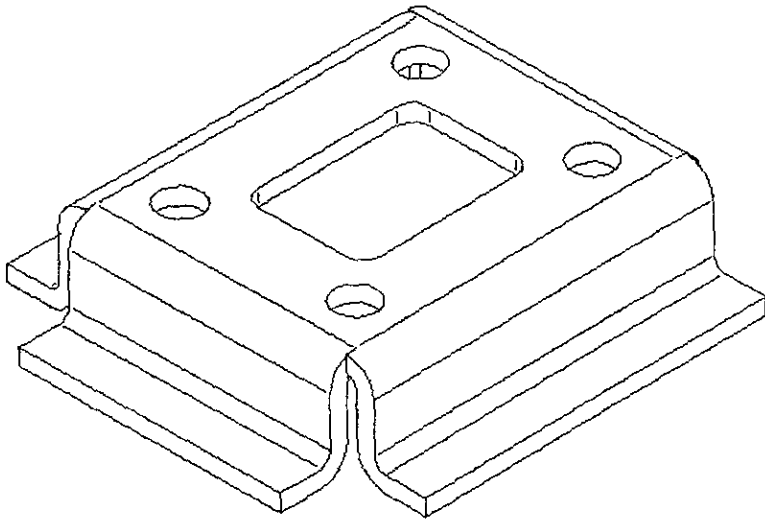


Figura 2. 14. Soporte para la torreta de cambios.

Para la fijación de la torreta de cambios al soporte se usarán 4 tornillos de cabeza hexagonal de tamaño M12 x 1.5 debido a que la torreta de cambios tiene 4 barrenos de 12 mm de diámetro para su fijación y estos tornillos permiten un fácil montaje y desmontaje en caso de ser necesario un mantenimiento de la torreta de cambios. Para determinar la longitud de los tornillos se debe considerar:

- a) Base torreta de cambios (26 mm).
- b) Espesor del soporte (6.35 mm).
- c) Espesores de la tuerca y roldana de presión:

Para la tuerca el espesor es $\frac{7}{8}$ diámetro del tornillo = $\frac{7}{8} (12) = 10.5$ mm

Para la rondana de presión el espesor es 1.42 mm (de tablas)

La longitud total = $26 + 6.35 + 10.5 + 1.42 = 34.27$ mm.

Considerando el resultado anterior se usaran 4 tornillos de cabeza hexagonal de tamaño M12 x 1.5 x 40.0 mm cadminizados clase 8.8°, 4 tuercas hexagonales de tamaño M12 x 1.5 cadminizadas clase 8.8° y 4 roldanas de presión de 12 mm de diámetro cadminizadas. Para la fijación de la torreta de cambios ver figura 2. 15.

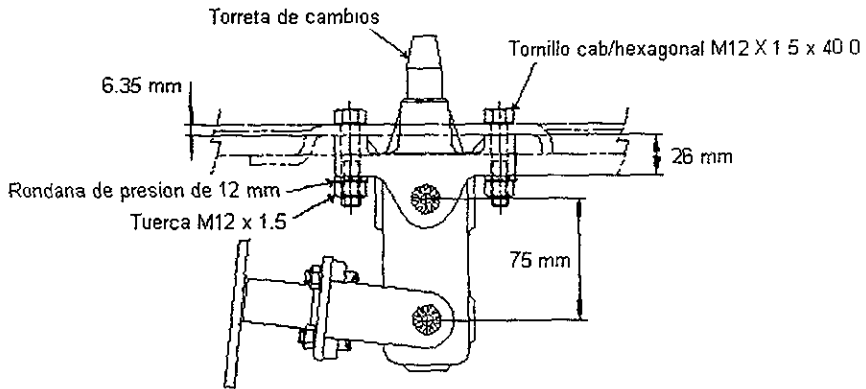


Figura 2. 15. Fijación de la torreta de cambios.

CAPITULO 3.

ANALISIS Y DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL DE VELOCIDADES.

3. 1. Palanca de cambios.

Una vez obtenida la longitud de la palanca de cambios, esta se selecciona dentro de varios diseños de palanca que el fabricante de transmisiones tiene, contando con diferentes longitudes y versiones.

La palanca de velocidades, así como la perilla y esquema de marchas son seleccionados de acuerdo a la transmisión usada y de no contar con una palanca de la longitud obtenida el fabricante de transmisiones la diseñara y registrará para usos posteriores, (Ver Figura 3. 1.). Posteriormente se muestra el dibujo detallado de la palanca de cambios.

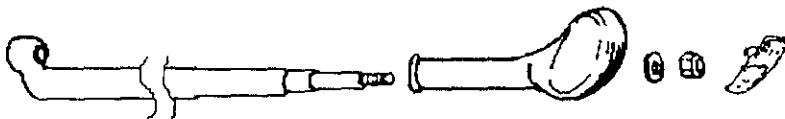


Figura 3. 1. Palanca de cambios, perilla y esquema de marchas.

3. 2. Articulación universal.

Es una pieza que nos sirve para la conexión de los tubos del varillaje en los tramos donde nuestro sistema sufre cambios de dirección ya sea en sentido vertical u horizontales. Estos cambios de dirección se dan debido a la ruta donde estará localizado el sistema, a la posible interferencia con algún elemento estructural o del

tren motriz. Estas articulaciones también son utilizadas para eliminar esfuerzos generados por el cambio de dirección entre los tubos del varillaje, (Ver Figura 3. 2).

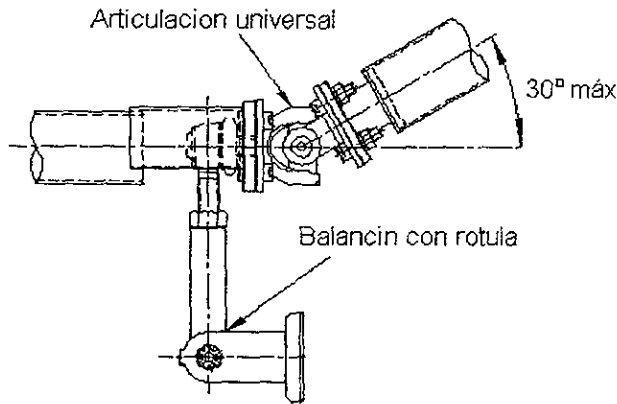


Figura 3. 2. Funcionamiento de la articulación universal.

Una característica muy importante de esta articulación universal es que no puede aplicarse en cambios que sean mayores a 30° entre los tubos del sistema (Ver figura 3. 2.). Esta articulación permite fijarla con 4 tornillos y para el diseño de los elementos que formarán parte del sistema será necesario considerarla.

3. 3. Selección del tubo para el sistema de control de velocidades.

El tubo seleccionado para el sistema de control de velocidades debe ser de poco peso y resistente a los esfuerzos torsionales, cortantes y flexionantes que actuarán sobre él.

El tubo seleccionado es de acero estructural, calibre 16 con las siguientes características:

Diámetro exterior = 50.8 mm Diámetro interior = 47.75 mm
Peso = 1.953 Kg./m Resistencia máxima a la tensión = 4800 Kg./cm²

Resist. a la fluencia = 2500 Kg./cm² Modulo de elasticidad = 2.1×10^6 Kg/cm²
Resistencia máxima al corte = 2400 Kg./cm²

Los cálculos necesarios para la selección del tubo son los siguientes:

- a) Momento torsionante y ángulo de torsión.
- b) Momento flexionante.
- c) Esfuerzo cortante máximo.
- d) Relación de esbeltez y carga crítica permisible.
- e) Flexión máxima.

a) Momento torsionante y ángulo de torsión:

Para este calculo es importante considerar dos recomendaciones dadas por el fabricante de transmisiones:

1.- La fuerza aplicada sobre la palanca de cambios para este tipo de transmisión de 6 velocidades debe ser de 40 N (aprox. 4 kg) para la selección de cambios y de pasillos (Ver Figura 3. 3.). Esta fuerza se obtuvo a partir de tablas de valorización subjetiva hechas por el fabricante de transmisiones, estas tablas se obtienen a partir de la calificación que un grupo de personas encargadas de probar la eficiencia de la palanca de cambios dan a ésta al estar cambiando los valores de rigidez de los resortes que son los encargados de regresar la palanca a la posición neutral.

2.- La distancia máxima entre apoyos consecutivos que recomienda el fabricante de transmisiones es de 3500 mm y sobre esta longitud se basaran los cálculos para el diseño del sistema.

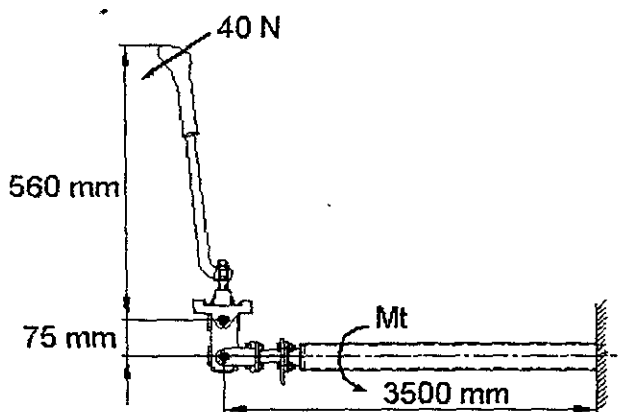


Figura 3. 3. Calculo del momento torsionante.

Así entonces calculando el momento torsionante con la ecuación (1):

$$M_t = F \times d \quad \dots (1)$$

donde: F = Fuerza de torsión aplicada (N).

d = Longitud o distancia del tubo (m).

Sustituyendo valores:

$$F = 40 \text{ N} \quad \text{y} \quad d = 0.635 \text{ m}$$

$$M_t = 40 \text{ N} (0.635 \text{ m}) = 25.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Convirtiendo el momento torsionante en kg · cm se obtiene:

$$M_t = 25.4 \text{ N} \cdot \text{m} = 261 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Para calcular el momento polar de inercia para una sección circular hueca se utiliza la ecuación (2):

$$J = \frac{\pi (D_e^4 - D_i^4)}{32} \quad \dots (2)$$

donde: D_e = Diámetro exterior (cm).

D_i = Diámetro interior (cm).

Sustituyendo valores el momento polar de inercia es:

$$J = \frac{\pi((5.08 \text{ cm}^4) - (4.77 \text{ cm}^4))}{32} = 14.34 \text{ cm}^4$$

Con el momento torsionante, el momento polar de inercia, el modulo elástico al corte y la longitud del tubo, se obtiene el ángulo de torsión máximo que sufrirá el tubo. Usando la ecuación 3 para obtener el ángulo de torsión:

$$\varphi = \frac{M_t \times L}{G \times J} \quad \dots (3)$$

donde: M_t = Momento torsionante (kg · cm).

L = Longitud del tubo (cm).

G = Modulo elástico al corte $8.4 \times 10^5 \text{ kg / cm}^2$ para aceros.

J = Momento polar (cm^4)

sustituyendo valores en la ecuación (3):

$$\varphi = \frac{(261.0 \text{ kg} \cdot \text{cm})(350 \text{ cm})}{8.4 \times 10^5 \text{ kg / cm}^2 (14.34 \text{ cm}^4)} = 7.58 \times 10^{-3} \text{ rad}$$

Transformando el valor obtenido a grados:

$$\varphi = 7.58 \times 10^{-3} \text{ rad } (360^\circ/2\pi) = 0.43^\circ$$

0.43° es el ángulo de torsión que sufrirá el tubo de 350 cm al aplicarle un momento torsionante de $25.4 \text{ N} \cdot \text{m}$

b) Momento Flexionante:

El momento flexionante que actuará en el tubo se obtiene considerando el peso del tubo sobre 2 apoyos (A y B), (Ver figura 3. 4.).

La reacción en B se obtiene considerando el momento con respecto al punto A que tiene el peso del tubo y la reacción B:

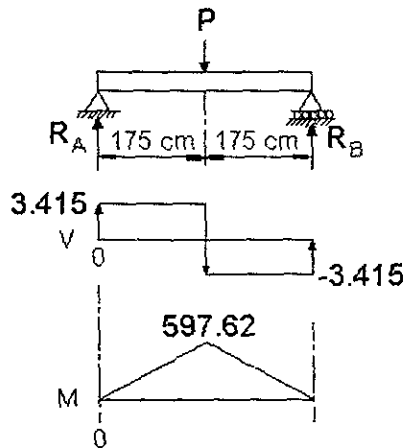


Figura 3. 4. Diagramas de momento flexionante y esfuerzo cortante.

donde: $P = \text{Peso} \times \text{metro de tubo (Longitud total)}$

$$P = (1.953 \text{ kg / m})(3.50 \text{ m})$$

$$P = 6.83 \text{ kg}$$

La sumatoria de momentos con respecto al punto A, en el sentido contrario de las manecillas del reloj serán positivos.

$$+ M_A = 0$$

$$0 = -6.83(175) + R_B(350)$$

$$R_B = 1195.25 / 350 = 3.415 \text{ kg}$$

Para el valor de la reacción en el punto A, se obtiene por sumatoria de fuerzas en Y:

$$\sum F_y = 0$$

$$0 = R_A - 6.83 + R_B$$

$$R_A = 6.83 - 3.415$$

$$R_A = 3.415 \text{ kg}$$

El momento flexionante máximo que da como resultado se observa en la Figura 3. 4.

$$M_f = 3.415 \text{ kg (175 cm)}$$

$$M_f = 597.62 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

c) Esfuerzo cortante.

Para calcular el esfuerzo cortante máximo que actuara en el tubo se usara la teoría del esfuerzo cortante máximo donde se considera el momento flexionante, el momento torsionante y la fuerza que se aplica axialmente al tubo. Para obtener un resultado satisfactorio el esfuerzo cortante máximo obtenido debe ser menor al esfuerzo cortante máximo para aceros estructurales que es de 2400 kg/cm².

La teoría del esfuerzo cortante máximo se expresa con la siguiente ecuación:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_f + \sigma_{\text{axial}}}{2}\right)^2 + (\tau)^2} \quad \dots (4)$$

sustituyendo el esfuerzo en x:

$$\sigma_f = \frac{MC}{I} \quad \text{donde: } C = \frac{d_e}{2}; \quad I = \frac{\pi(d_e^4 - d_i^4)}{64}$$

sustituyendo:

$$\sigma_f = \frac{32 M d_e}{\pi(d_e^4 - d_i^4)} \quad \dots (5a)$$

para determinar el esfuerzo axial:

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{P_1}{A} \quad \dots (5b)$$

donde:

$$A = \frac{\pi(d_e^2 - d_i^2)}{4}$$

el esfuerzo cortante debido a la torsion se calcula asi:

$$\tau = \frac{Mt \cdot d_e}{2J} \quad \dots (6)$$

donde:

- Mt = Momento torsionante (kg-cm)
- J = Momento polar (cm⁴)
- de = Diámetro exterior (cm)

sustituyendo (5a), (5b) y (6) en (4) se obtiene:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M \cdot de}{\pi(de^4 - di^4)} + \frac{P_1}{A} \right)^2 + \left(\frac{Mt \cdot de}{2J} \right)^2}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot M \cdot de}{\pi(de^4 - di^4)} + \frac{2 P_1}{\pi(de^2 - di^2)} \right)^2 + \left(\frac{Mt \cdot de}{2J} \right)^2} \quad \dots (7)$$

para calcular la fuerza axial que actua sobre el elemento se tiene: (Ver figura 3. 5.)

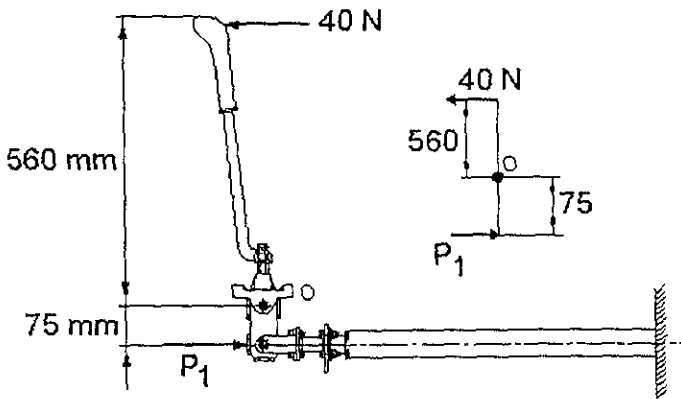


Figura 3. 5. Diagrama para calculo fuerza axial.

$$+ \sum M_o = 0$$

$$40(560) + P_1(75) = 0$$

$$P_1 = \frac{40(560)}{75}$$

$$P_1 = 298 \text{ N} = 30.37 \text{ kg}$$

sustituyendo valores en (7) :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left[\frac{16(597.62)(5.08)}{\pi[(5.08)^4 - (4.775)^4]} + \frac{2(30.37)}{\pi[(5.08)^2 - (4.775)^2]} \right]^2 + \left[\frac{1304.98(5.08)^2}{2(14.34)} \right]^2}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{(105.83 + 6.43)^2 + (23114)^2}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{12602.83 + 53425.70}$$

$$\tau_{\max} = 256.96 \text{ kg/cm}^2$$

$$256.96 \text{ kg/cm}^2 < 2400 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{para acero estructural})$$

Se observa que el esfuerzo cortante máximo que se aplica al sistema es un 11 % del esfuerzo cortante máximo para aceros estructurales.

d) Relación de esbeltez y carga crítica permisible.

Para calcular la carga crítica permisible que para el diseño del control de velocidades tiene que ser mayor que el valor de $P_1 = 298 \text{ N}$ que es el resultado de aplicar una fuerza de 40 N en la palanca de velocidades. Considerando el tubo como una columna empotrada (Ver figura 3. 6.).

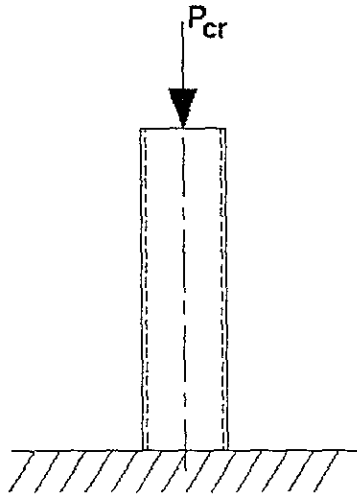


Figura 3. 6. Diagrama para calculo carga critica.

Calculando el momento de inercia I:

$$I = \frac{\pi(de^4 - di^4)}{64} = \frac{\pi[(5.08)^2 - (4.775)^2]}{64} = 7.17 \text{ cm}^4$$

area del tubo:

$$A = \frac{\pi(de^2 - di^2)}{4} = \frac{\pi[(5.08)^2 - (4.775)^2]}{4} = 2.36 \text{ cm}^2$$

y el radio de giro:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{7.17 \text{ cm}^4}{2.36 \text{ cm}^2}} = 1.74 \text{ cm}$$

La relación de esbeltez se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\frac{L}{r} = \frac{350 \text{ cm}}{1.74 \text{ cm}} = 200.83$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot E}{\sigma_f}} = \sqrt{\frac{2\pi^2(2.1 \times 10^6)}{2500}} = 128.76$$

$$\frac{L}{r} > C_c \quad \therefore \text{Columna larga.}$$

200.83 > 128.76 como se observa el sistema se estudiara como columna larga para lo cual se usaran las siguientes ecuaciones para obtener la carga critica que actuara en el sistema:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot r^2 \cdot A}{L^2} \quad \dots(8)$$

sustituyendo valores en (8):

$$P_{cr} = \frac{\pi^2(2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2)(1.74 \text{ cm})^2(2.36 \text{ cm}^2)}{(350 \text{ cm})^2} = 1208.9 \text{ kg}$$

$$P_{cr} = 1208.9 \text{ kg} \left(\frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kg}} \right) = 11847.22 \text{ N}$$

Por lo tanto se comprueba que la carga critica permisible es mayor que la carga que actúa en el tubo (298 N), y en consecuencia no se presenta pandeo.

e) Flexión máxima:

Con éste cálculo se determina cual será la flexión máxima que tendrá el tubo considerando la longitud máxima de 3500 mm que recomienda el fabricante de transmisiones.

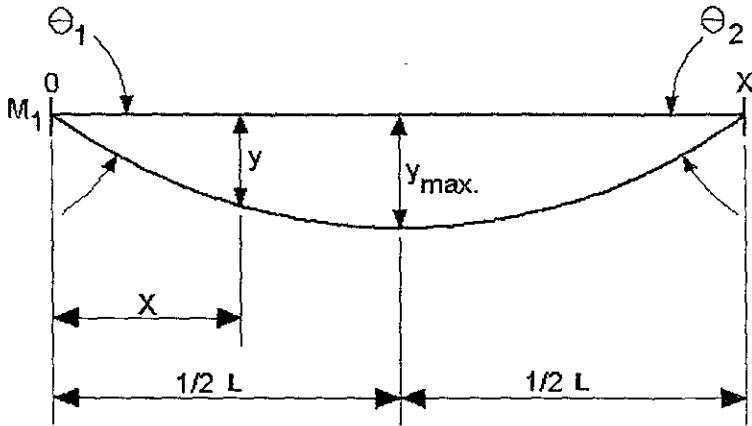


Figura 3. 7. Diagrama para calculo de flexion máxima.

$$\theta_1 = \theta_2 = \frac{M_1 \cdot L}{2 \cdot E \cdot I}$$

$$y = \frac{M_1}{2 \cdot E \cdot I} (Lx - x^2) \quad \text{si } x = \frac{L}{2}$$

$$y = \frac{M}{2 \cdot E \cdot I} \left[L \cdot \frac{L}{2} - \left(\frac{L}{2} \right)^2 \right] = \frac{M}{2 \cdot E \cdot I} \left(\frac{L^2}{2} - \frac{L^2}{4} \right) = \frac{M}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{L^2}{4} = \frac{M \cdot L^2}{8 \cdot E \cdot I}$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{(597.62)(350)^2}{8(2.1 \times 10^6)(7.17)} = 0.607 \text{ cm} = 6.07 \text{ mm}$$

$$\theta_1 = \theta_2 = \frac{597.62(350)}{(2.1 \times 10^6)(7.17)} = 0.007 \text{ rad} = 0.4^\circ$$

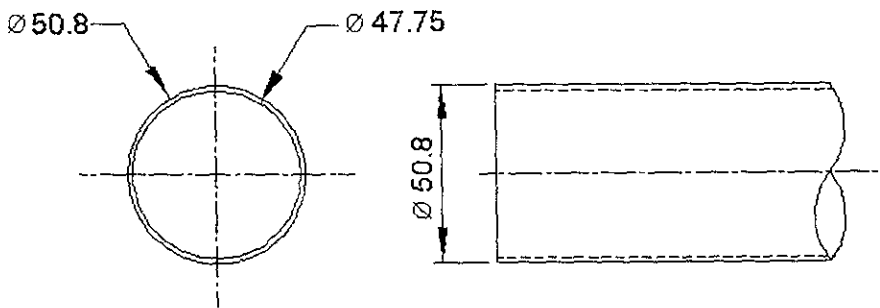
Con los resultados obtenidos se determina que el tubo seleccionado es el indicado para nuestro diseño ya que se consideró la longitud máxima o crítica para el diseño, lo cual indica que mientras nuestros tubos a usar sean menores a esta longitud el sistema de control de velocidades será eficiente y seguro. Este tubo seleccionado se debe tomar en cuenta como base de diseño para los elementos que formaran parte del diseño del sistema.

3. 4. Conector brida.

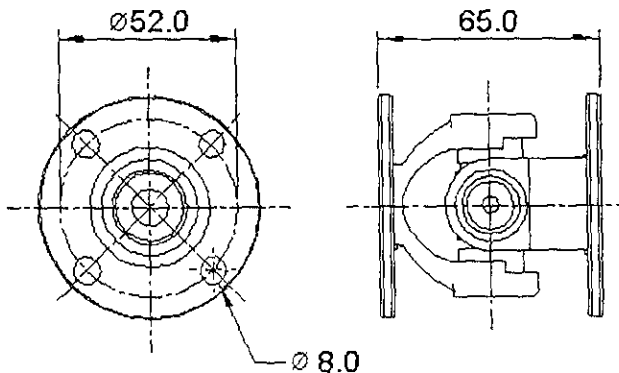
Una vez seleccionado el tubo para el diseño del sistema de control de velocidades se debe diseñar un elemento capaz de permitir la unión de tramos de tubos que formaran dicho sistema, este elemento debe ser resistente y principalmente ser el punto de unión de la articulación universal con el tubo.

1.- Considerando el tubo de acero estructural calibre 16:

Diámetro exterior = 50.8 mm ; Diámetro interior = 47.75 mm



2.- Considerando la articulación universal:



El diseño final del conector brida se observa en la figura 3. 8.

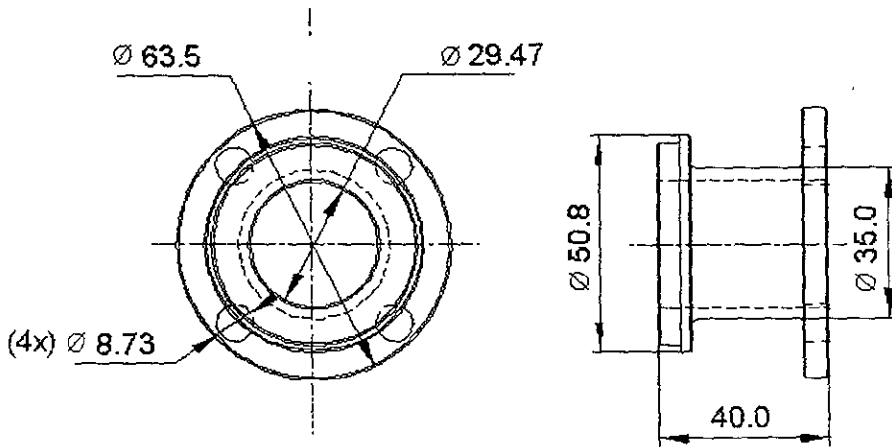


Figura 3. 8. Conector brida.

El material del conector brida es un acero S.A.E. 1020 acabado en frío y se seleccionó en base a su resistencia al corte máximo y a su soldabilidad.

Datos de esfuerzos para un acero S.A.E 1020 acabado en frío:

$$\begin{aligned} \tau \text{ máx.} &= 3380.0 \text{ Kg/cm}^2 & ; & \quad \sigma \text{ máx.} = 6333.0 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau \text{ fluencia} &= 1690.0 \text{ Kg/cm}^2 & ; & \quad \sigma \text{ fluencia} = 4360.0 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

En base al esfuerzo a la fluencia para un acero 1020 acabado en frío que es = 1690.0 Kg./cm², en base a este dato se obtiene el momento torsionante que se puede transmitir:

$$M_t = \frac{\tau 2J}{D_c} \quad \text{donde:} \quad J = \frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{32}$$

$$\text{sustituyendo se obtiene:} \quad M_t = \frac{\tau [\pi(D_e^4 - D_i^4)]}{16 D_c}$$

sustituyendo valores:

$$M_t = \frac{1690[\pi(3.5^4 - 2.947^4)]}{16(3.5)} = 7076.20 \text{ kg} \cdot \text{cm} = 688.66 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como se observa el $M_t = 688.66 \text{ N} \cdot \text{m}$ que se puede transmitir en la brida es mayor al que se tiene como resultado de aplicar una fuerza de 40 N en la palanca de cambios $M_t = 25.4 \text{ N} \cdot \text{m}$

Para la selección de tornillos se utiliza la ecuación para acoplamiento mediante bridas la cual es:

$$M_t = \tau_{\text{máx.}} \times A \times r \times n$$

donde:

n = Número de pernos = 4 pernos

τ = Esfuerzo cortante en los pernos = 5900.0 Kg/cm² para acero S.A.E. 1045 (este acero es el material del cual esta hecho el tornillo clase 8.8).

A = Area transversal de los pernos = $\pi \times d^2 / 4 = \pi \times (0.8 \text{ cm})^2 = 0.5 \text{ cm}^2$

r = Radio del centro a los pernos = 2.6 cm

$$M_t = 5900.0 (0.5) (2.6) (4) = 30680.0 \text{ Kg} \cdot \text{cm} = 2985.78 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como se observa el $M_t = 2985.78 \text{ N} \cdot \text{m}$ que se puede transmitir en los tornillos es mayor al que se tiene como resultado de aplicar una fuerza de 40 N en la palanca de cambios $M_t = 25.4 \text{ N} \cdot \text{m}$

La unión final del conector brida con el tubo y la articulación universal se observa en la figura 3. 9.

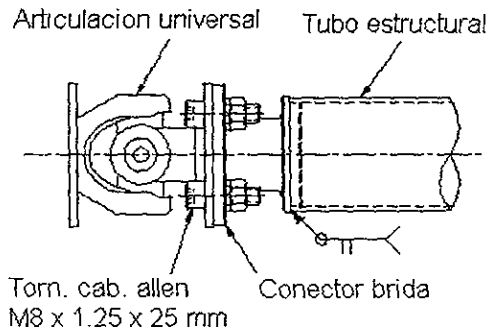


Figura 3. 9. Ensamble del conector brida con la articulación universal y tubo.

Como se observa en la figura 3. 6. la unión del conector brida con el tubo se lleva a cabo por medio de soldadura, y la unión del conector brida con la articulación universal se hace utilizando tornillos, tuercas y rondanas de presión.

3. 5. Conector brida para balancín.

Esta pieza debe ser diseñada para la unión del tubo con la articulación universal permitiendo alojar en su interior al balancín que es el elemento que nos sirve de soporte y guía para el sistema. El diseño de esta pieza se observa en la figura 3. 10.:

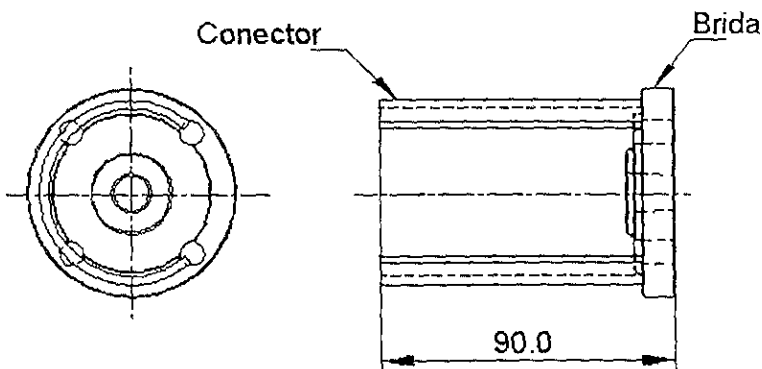


Figura 3. 10. Conector Brida.

Como se puede observar en la anterior figura esta pieza esta formada por dos piezas llamadas brida y tubo conector, su diseño individual se observa en la figura 3. 11. y la figura 3. 12.

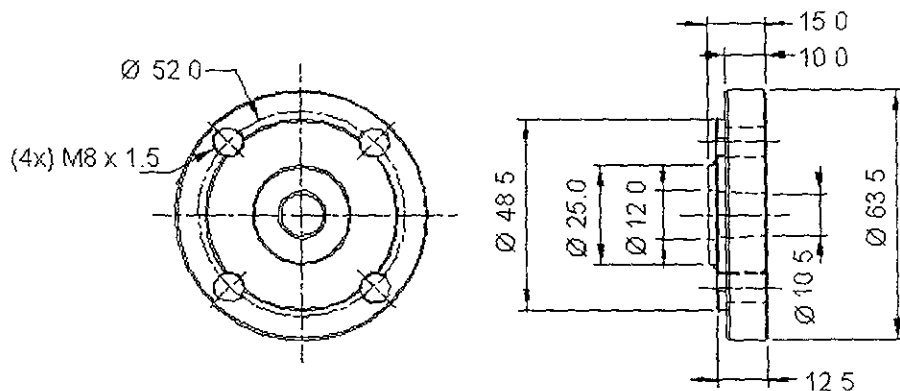


Figura 3. 11. Brida.

La brida esta diseñada para que en uno de sus lados se suelde el tubo conector, también cuenta con un barreno en forma cónica que permite la fijación del balancín ya que este tiene una rotula con una punta roscada en forma cónica que se ensambla en la brida y se fija con una tuerca de seguridad.

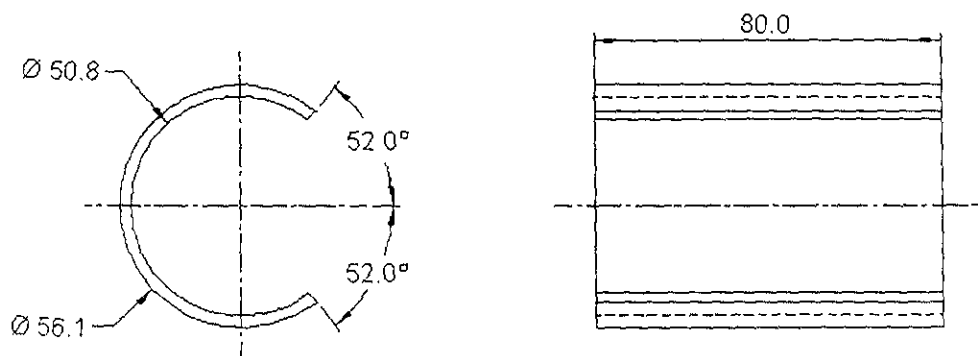


Figura 3. 12. Conector.

El tubo conector es una pieza que nos permite fijar el balancín a la brida, permitiendo un movimiento angular del sistema de control de velocidades debido a un movimiento de la palanca de cambios en los pasillos, también sirve para la unión de tubo estructural en uno de sus extremos (Ver Figura 3. 13.).

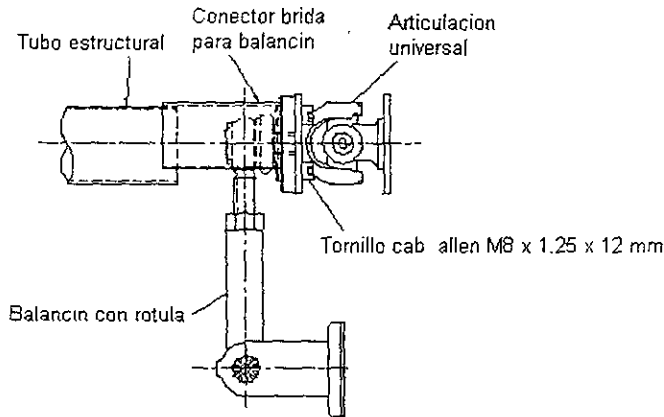


Figura 3. 13. Ensamble final del conector brida para balancín con el tubo y articulación.

3. 6. Ajustadores.

Los ajustadores que se tendrán en el sistema de control de velocidades son importantes una vez que se va a conectar el sistema con la transmisión. Una vez que los balancines estén en posición recta a 90° y la palanca de cambios en posición neutral estos servirán para corregir alguna posible diferencia en la longitud del segmento final de varillaje en el sistema.

Se van a tener 3 tipos de ajustadores:

- a) Ajustador izquierdo.
- b) Ajustador intermedio.
- c) Ajustador derecho.

a) Ajustador izquierdo.

Este ajustador esta diseñado para que uno de sus extremos se una al tubo usando soldadura y en el otro extremo se ensamble a el ajustador intermedio. El material para la fabricación de esta pieza es un acero 1020 trabajado en frío, esto con el fin de estandarizar el material (Ver Figura 3. 14.).

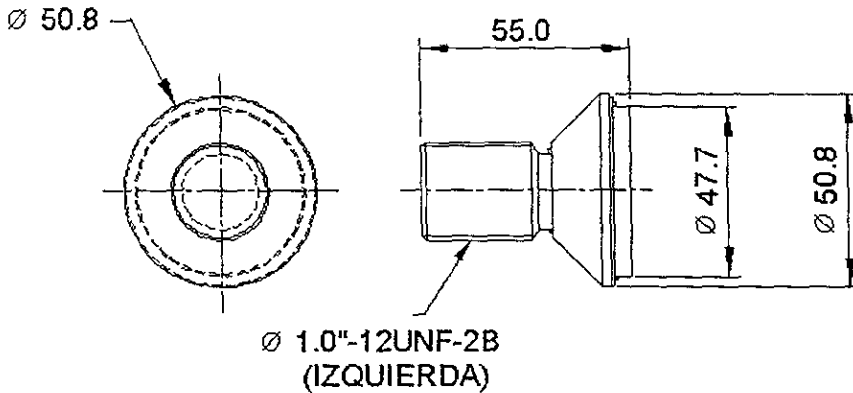


Figura 3. 14. Ajustador izquierdo.

b) Ajustador intermedio.

Este ajustador sirve para dar la longitud necesaria al ultimo tramo de varillaje y en el se ensamblan los ajustadores izquierdo y derecho. Esta diseñado con una abertura que permite con el uso de tornillos la fijación con los otros ajustadores (Ver Figura 3. 15.).

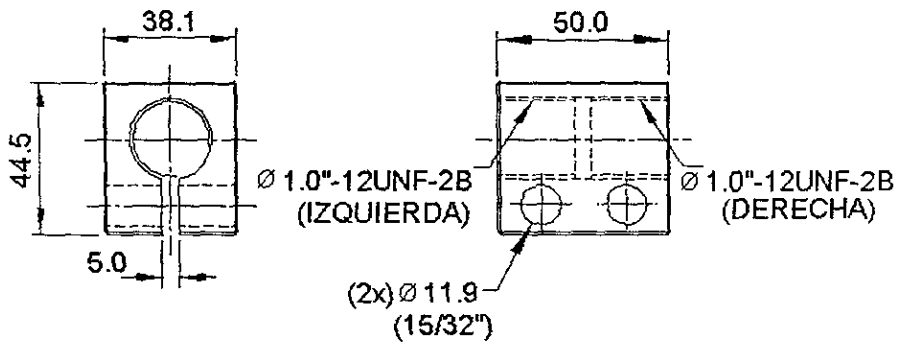


Figura 3. 15. Ajustador intermedio.

c) Ajustador derecho.

Este ajustador esta diseñado de la misma forma que el izquierdo, contando este con cuerda derecha en uno de sus extremos (Ver Figura 3. 16.).

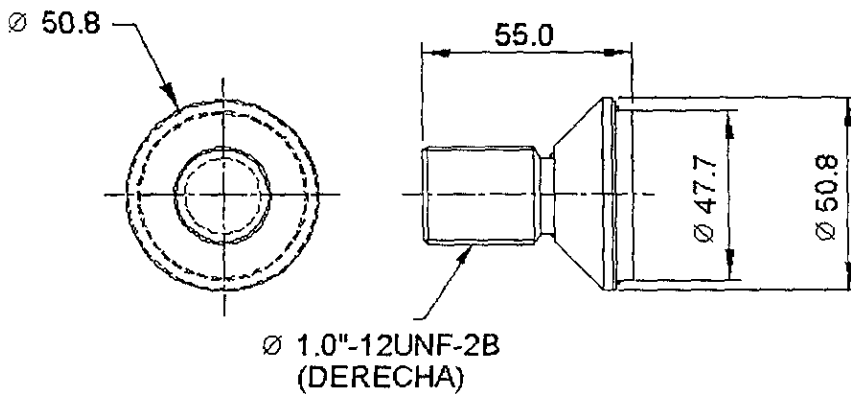


Figura 3. 16. Ajustador derecho.

El diseño final del ensamble de los ajustadores con el tubo en el tramo de varillaje que se conecta a la transmision es el que se muestra en la figura 3. 17.

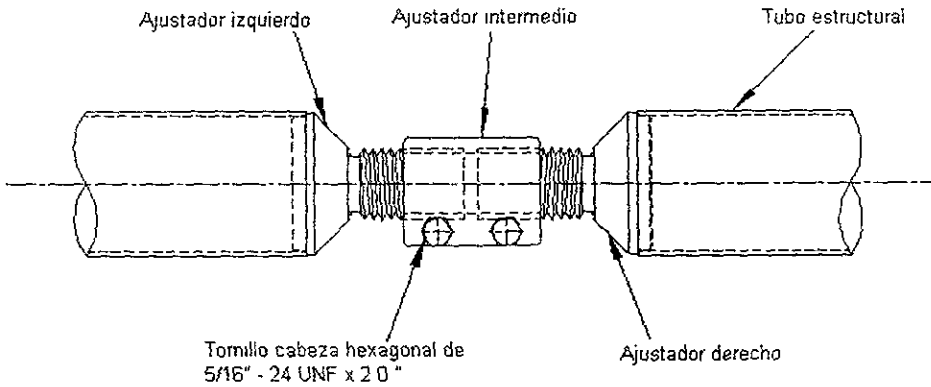


Figura 3. 17. Ensamble final de los ajustadores.

Una vez que todo el sistema de control de velocidades esta conectado, los balancines en posición recta (90 grados con respecto al sistema), y la palanca de cambios en posición neutral, el ajustador intermedio se aprieta usando tornillos, tuercas y rondanas de presión como se observa en la figura 3. 17.

3. 7. Balancín con rotula.

El balancín con rotula es una elemento que sirve de soporte para el control de velocidades, permitiendo por su diseño, el movimiento axial y angular sobre su rotula. Las características de funcionamiento de la rotula y del balancín se observan en la figura 3. 18.

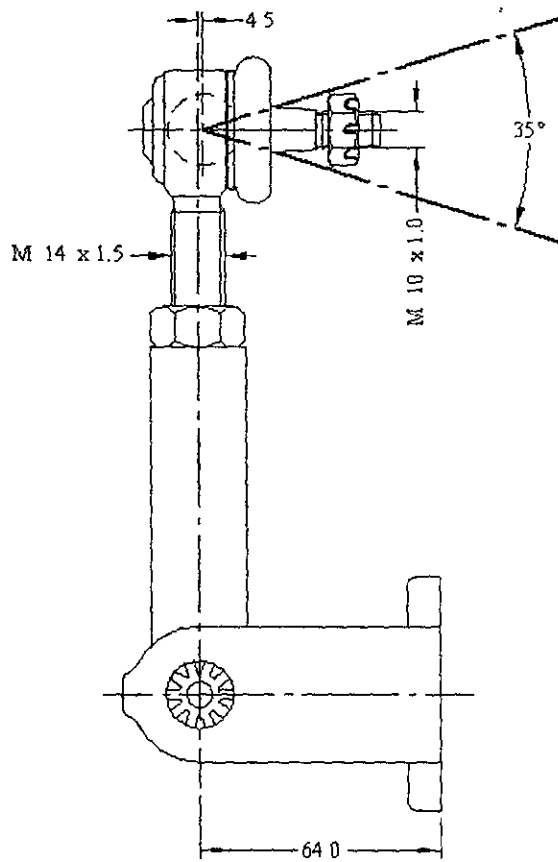


Figura 3. 18. Balancín con rotula.

El desplazamiento horizontal angular del balancín al conectar velocidades es de 7.6° y este desplazamiento se manifiesta en la rotula del balancín ya que este elemento sirve como guía al sistema. Como se vio anteriormente el balancín necesita un elemento que permita su fijación, para esta función se diseño especialmente el conector brida para balancín, este elemento permite tanto su fijación como su funcionamiento correcto tanto el conectar marchas como al seleccionar pasillos (Ver Figura 3. 19.).

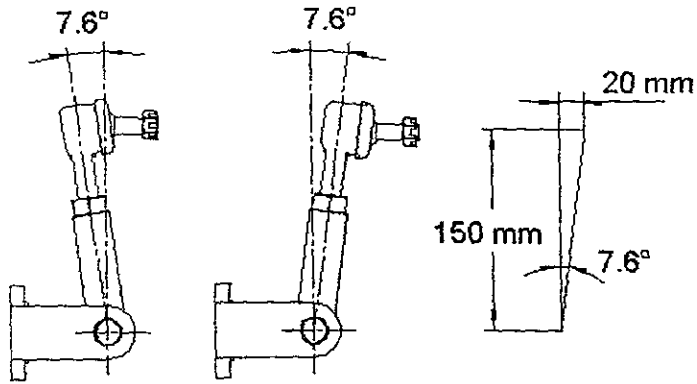


Figura 3. 19. Movimientos axial y angular del balancín.

3. 8. Barra de reacción.

La barra de reacción sirve para fijar el selector de cambios en un punto para permitir el movimiento angular del varillaje, de no tener este punto de apoyo el sistema, al mover la palanca horizontalmente en los pasillos el sistema se movería en sentido oscilante y no se tendría el movimiento torsional del sistema que es el necesario para hacer los cambios en pasillos en la transmisión (Ver Figura 3.20.).

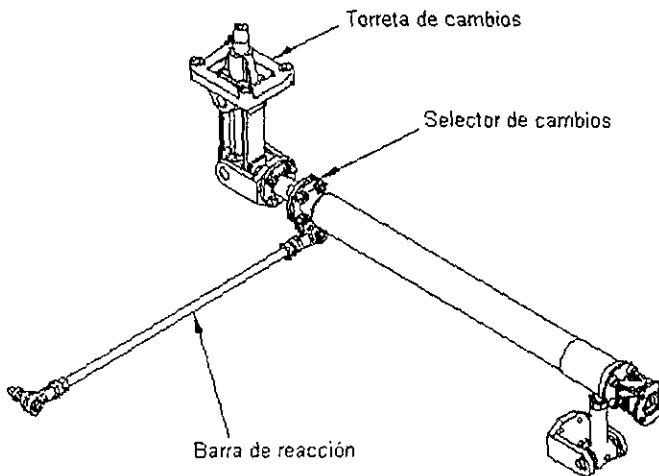


Figura 3. 20. Función de la barra de reacción.

La barra de reacción esta formada de una barra de acero con cuerdas derecha e izquierda en sus extremos, dos rotulas y dos contratruercas (Ver Figura 3.21). Una de las funciones principales de la barra de fuerza es la de ajustar la posición de la palanca de cambios, ya que permite dar ajuste aflojando las contratruercas y girando la barra hasta que se tenga la palanca en posición recta en velocidad neutral. La fijación de la barra de reacción se hace en un barreno localizado en el selector de cambios y en un soporte que se fija a la estructura del autobús de manera que la barra quede fija perpendicularmente al sistema de control de velocidades (Ver Figura 3. 20.)

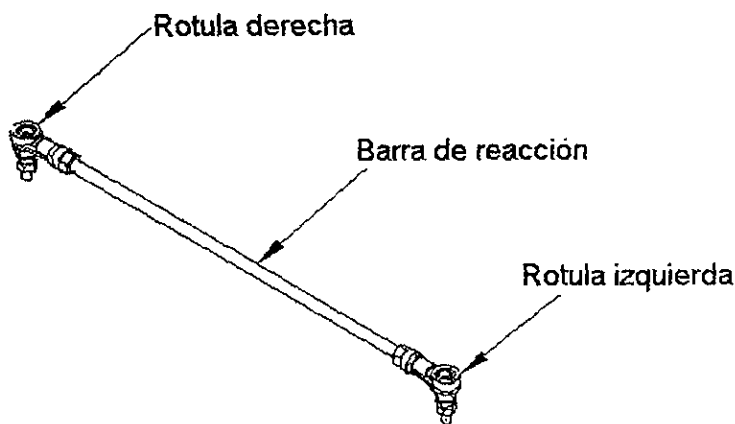


Figura 3. 21. Barra de reacción.

3. 9. Selector de cambios.

Es un elemento que tiene como función principal ser el elemento de fijación de la barra de fuerza con el sistema y con un punto fijo a la estructura, esto con el fin de tener el movimiento torsional en el sistema al seleccionar los pasillos de las velocidades en la palanca. Otra de sus funciones es la de unir la torreta de cambios con el varillaje (Ver Figura 3. 22. y Figura 3. 23.).

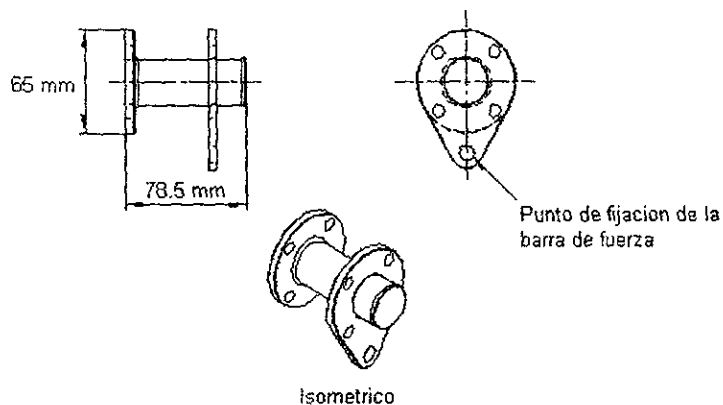


Figura 3. 22. Selector de cambios.

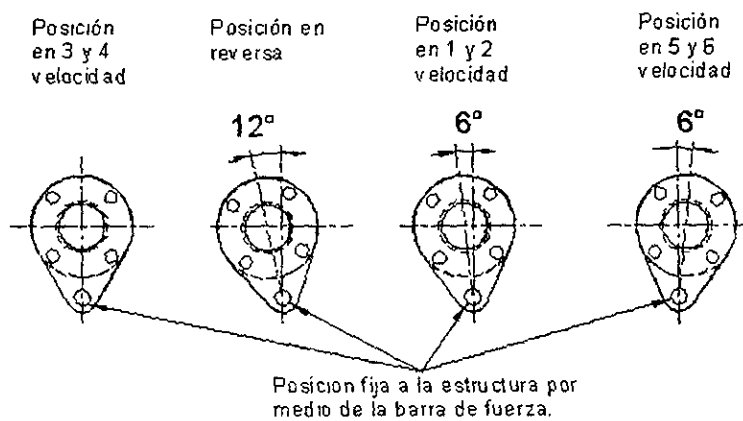
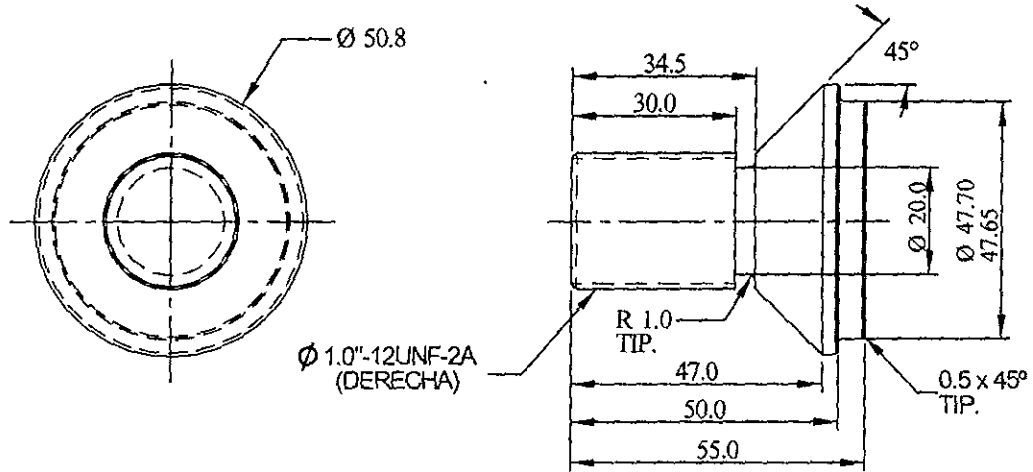


Figura 3. 23. Función del selector de cambios.

NOTAS:

- 1.- MATERIAL: BARRA REDONDA DE ACERO ROLADO EN FRIJO DE 2.0" x 55.0 S.A.E 1010-1020.
- 2.- ACABADO : ZINCADO.

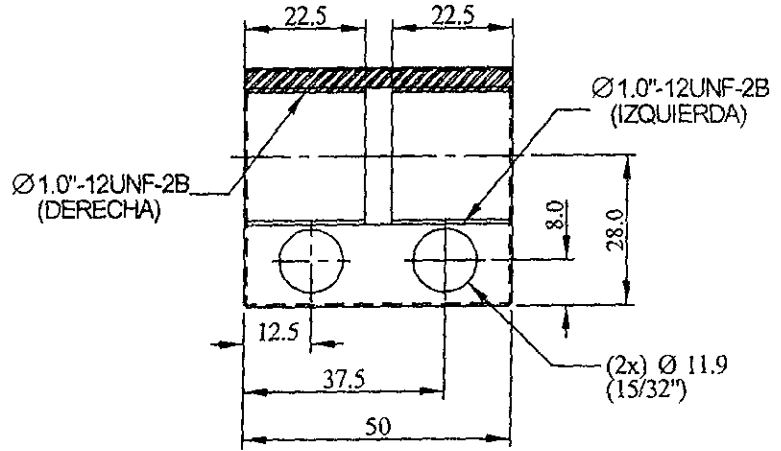
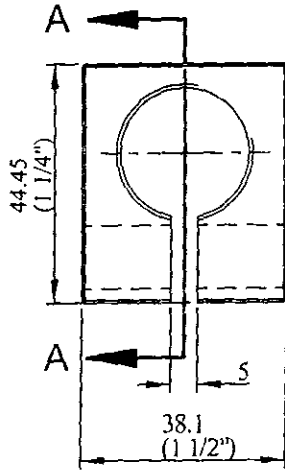


ESC: 11 TERCER ANGLA ACOTACION (mm) (04)	FESC UNAM TITULO AJUSTADOR DERECHO	FECHA 17/FEBRERO/1998	DIBUJO J L C E Y J C B E
		REVISO ING. FELIPE DIAZ DEL C No. DE DIBUJO 1	

ESC 11	FESC UNAM	FECHA	PROYECTO
TERCER ANGLULO	TITULO	17/FEBRERO/1998	J.L.C.E. Y L.C.B.E.
ACOTACION (mm) (pulg)	AJUSTADOR INTERMEDIO		REVISOR
			ING. FELIPE DIAZ DEL C
			Nº DE CADENA
			2

NOTAS:

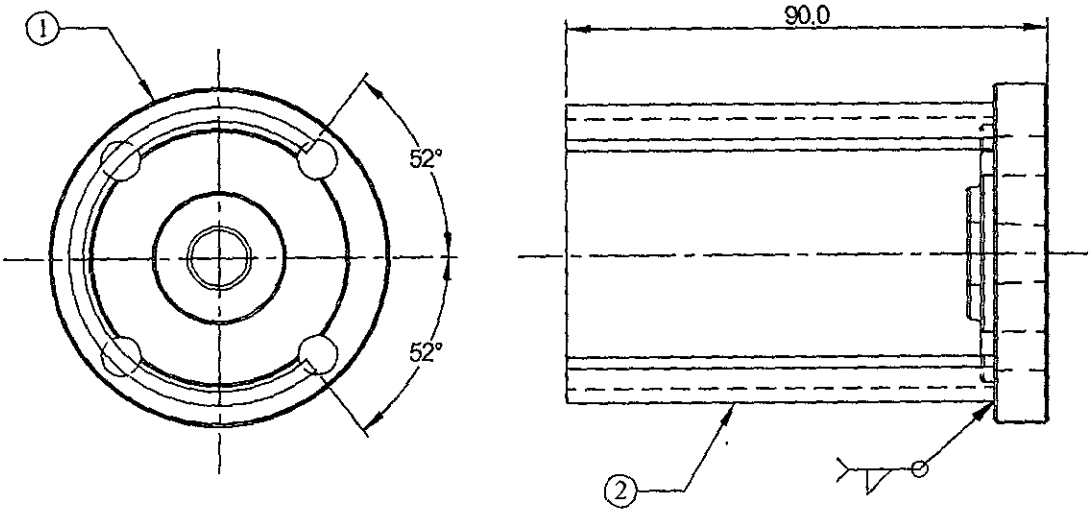
- 1.- MATERIAL: BARRA RECTANGULAR DE ACERO ROLADO EN FRIO DE 1 3/4" x 1 1/2" x 50.0 S.A E 1010-1020.
- 2.- ACABADO: ZINCADO.





SECCION "A-A"

NOTAS:

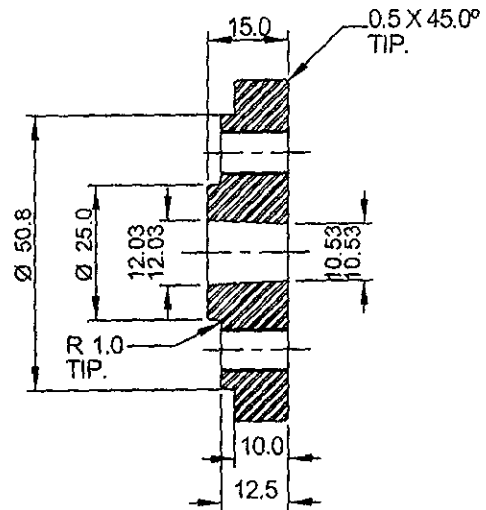
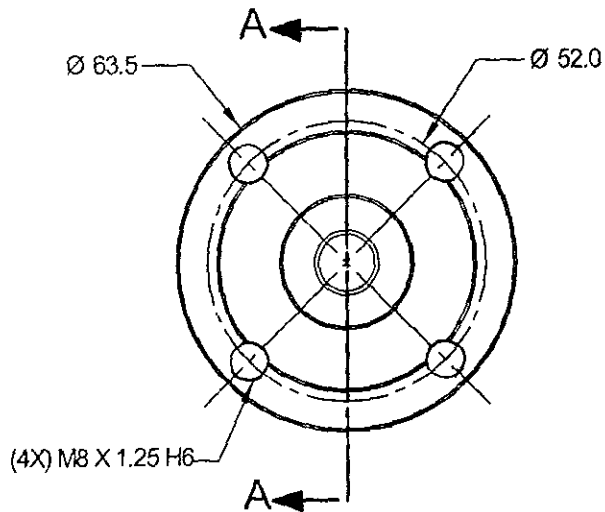
- 1.- APLICAR SOLDADURA DE MICROALAMBRE DE $\varnothing 0.035"$ MIL-HB-25.
- 2.- ACABADO: APLICAR PINTURA ESMALTE NEGRO CHASIS.



NUMERO	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERVACIONES
2	1	TUBO CONECTOR	LAMINA NEGRA CALIBRE 12 S/AE 1010-1000	ACABADO ZINCADO
1	1	BRIDA	MATERIAL: BARRA REDONDA DE ACERO ROLADA EN FRO S/AE 1010-1000	OBSERVACIONES: ACABADO ZINCADO
ESC. 1:1		FESC UNAM	FECHA: 17/FEBRERO/1998	DIBUJO: JLCE Y JCB E
TERCER ANGLA		TITULO		REVISO: ING FELIPE DIAZ DEL C
ACOTACION		BRIDA PARA BALANCIN		No. DE DIBUJO: 3
mm (kg)				

ACOTACION mm (pulg)	 TERCER ANCLADO	FESC UNAM	FECHA 17/FEBRERO/1998	DIBUJO JLCE YLCBE
	 ESC 1:1			

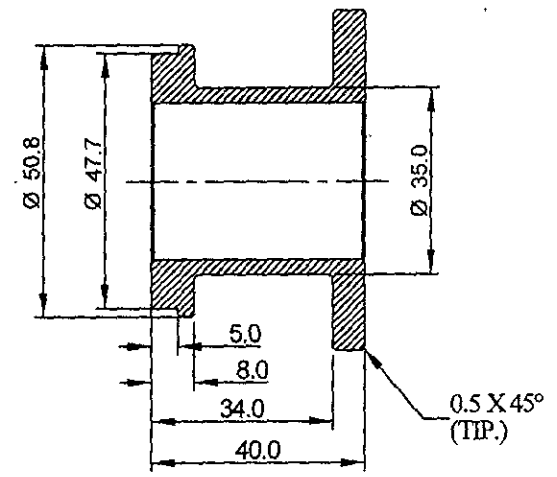
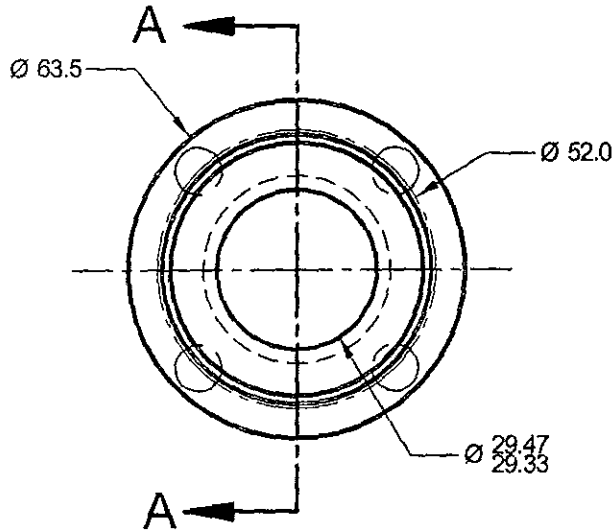
- NOTAS:
 1.- MATERIAL: BARRA REDONDA DE ACERO ROLADO EN FRIODE 2 1/2" (DIAMETRO) x 15.0 S.A.E 1010-1020.
 2.- ACABADO: ZINCADO.



SECCION "A-A"

NOTAS:

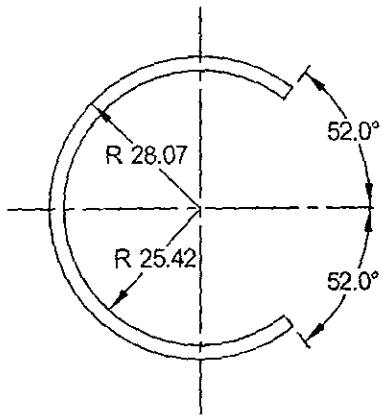
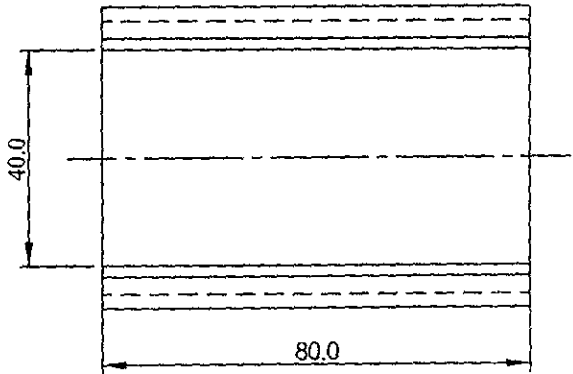
- 1.- MATERIAL: BARRA REDONDA DE ACERO ROLADA EN FRIO DE 2 1/2" (DIAMETRO) x 40.0 S A.E. 1010-1020.
- 2.- ACABADO: ZINCADO.



SECCION "A-A"

ACOTACION mm (pulg)	ESQ 1:1	FESC UNAM	FECHA 17/FEBRERO/1998	DIBUJO JLCE Y JCB
	TERCER ANGLULO			
5				

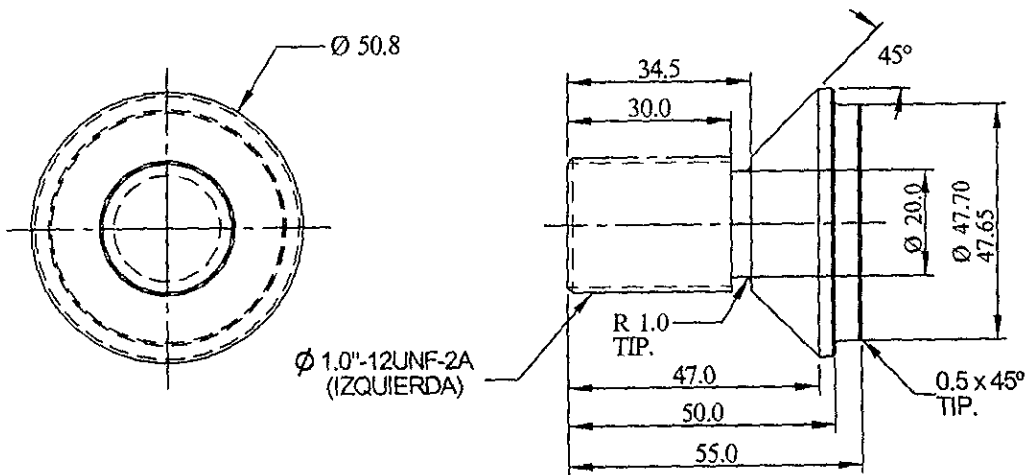
NOTAS:
 1.- MATERIAL: LAMINA NEGRA CALIBRE 12 DE 121.0 x 80.0 S.A.E. 1010-1020.



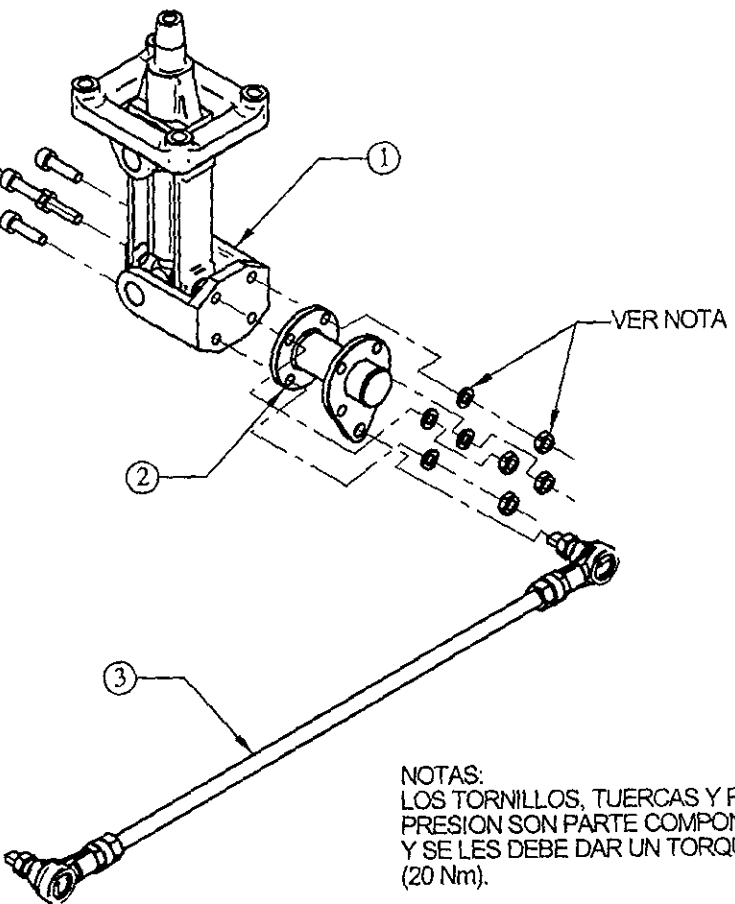
ESC 11	FESC UNAM	FECHA	17/FEBRERO/1998	DIBUJO	JLCE YJGBE
TOLERANCIA ANGULO	TITULO	REVISO		ING FEUPEDIAZ DEL C	
ADICION mm (gig)	TUBO CONECTOR	NO DE DIBUJO			6

NOTAS:

- 1.- MATERIAL: BARRA REDONDA DE ACERO ROLADO EN FRIO DE 2.0" x 55.0 S.A.E 1010-1020.
- 2.- ACABADO : ZINCADO.

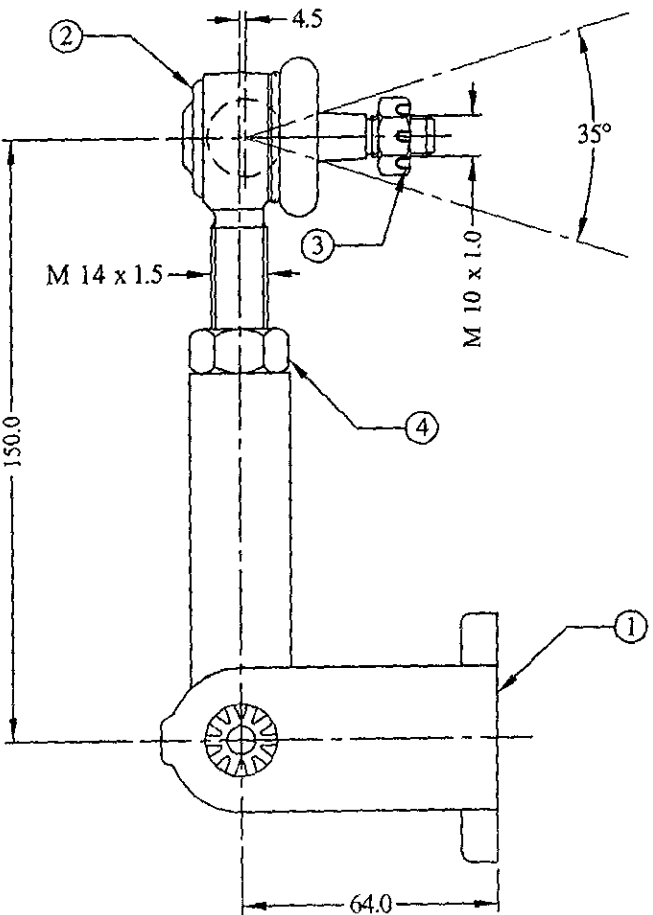


ESC 1:1	FESC UNAM	FECHA 17/FEBRERO/1998	DIBUJO JLCE YJCB E
TERCER ANGLA	TITULO		REVISOR ING. FELIPE DIAZ DEL C
ASOCIACION	AJUSTADOR IZQUIERDA		NO DE DIBUJO 7
mm (pulg)			

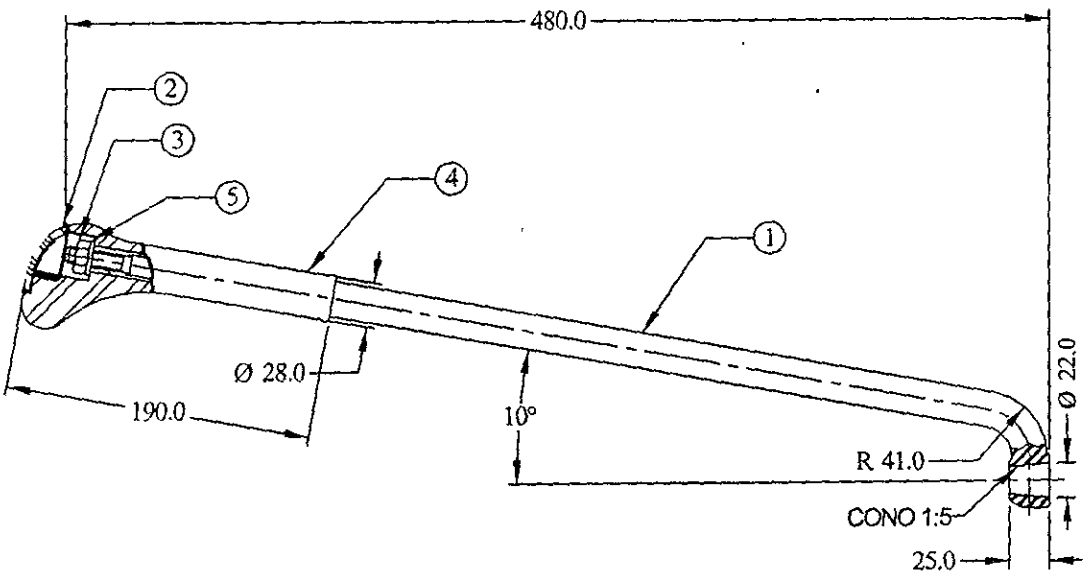


NOTAS:
 LOS TORNILLOS, TUERCAS Y RONDANAS DE PRESION SON PARTE COMPONENTE DEL KIT Y SE LES DEBE DAR UN TORQUE DE 15 Lb*Ft (20 Nm).

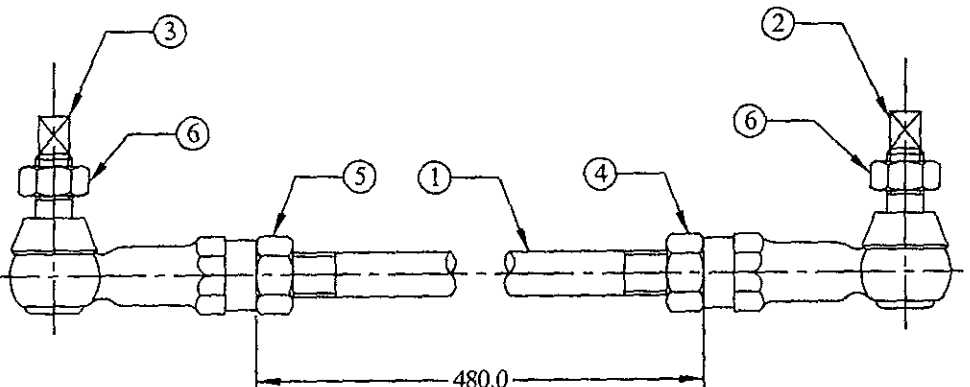
NUMERO	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES	OBSERVACIONES
3	1	BARRA DE FUERZA	PROVEEDOR	No PROV ZF 0736 620 073
2	1	SELECCION SELECTOR DE CAMBIOS	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	OBSERVACIONES No PROV ZF 6005 000 207
1	1	DESCRIPCION TORNETA DE CAMBIOS	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	OBSERVACIONES No PROV ZF 6005 000 299
ESC 14		FESC UNAM	FECHA 17/FEBRERO/1998	DIBUJO JLGE YLCBE
TENCER ANULO		TITULO		REVISO
ACOTACION		KIT CABALLETE-SELECTOR DE CAMBIOS		ING FELIPE DIAZ DEL C
(cm (pulg))		No. PROVEEDOR ZF 6005 010 111		No. DE DIBUJO 8



NUMERO	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERVACIONES
4	1	TUERCA HEX. M14 X 1.5	SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	NO PROV. ZF 0637 006 034 OBSERVACIONES
3	1	TUERCA HEX. RANURADA M10 X 1.0	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	NO PROV. ZF 0637 011 532 OBSERVACIONES
2	CANTIDAD	ROTULA	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	NO PROV. ZF 0501 205 927 OBSERVACIONES
1	1	BALANCIN	SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	NO PROV. ZF 1295 307 130 OBSERVACIONES
ESC 12		FESC UNAM.	FECHA 17/FEBRERO/1998	DIRLDO JLCE YLCBE
TOLERANCIAS ANGULO		TITULO BALANCIN CON ROTULA		
ADOTACION		No. PROV. ZF 6005 003 302		
mm (pulg)		REVISO ING. FELIPE DIAZ DEL C No. DE DISEÑO 9		

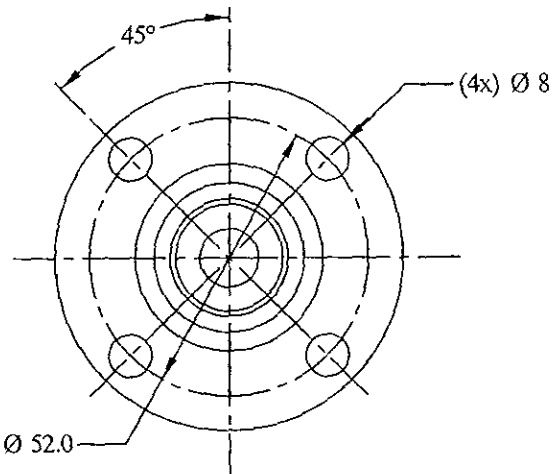
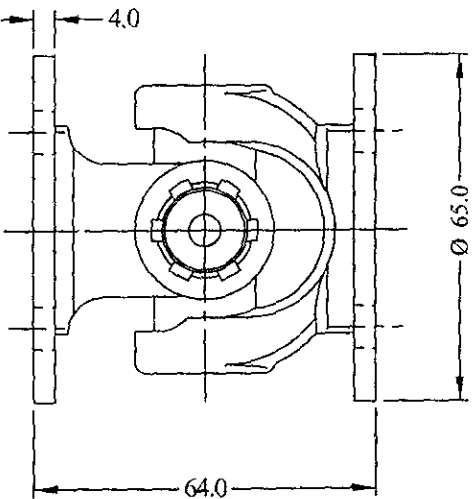


NÚMERO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
5	1	RONDANA PLANA DE 10.0 mm DIAM	SÉGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	No. PROV. ZF 0630 001 048
4	1	MANOPLA	MATERIAL SÉGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	OBSERVACIONES No. PROV. ZF 6005 200 238
3	1	TUERCA HEX M10 X 1.0	MATERIAL SÉGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	OBSERVACIONES No. PROV. ZF 0637 006 125
2	1	TAPA PATRON DE CAMBIOS 8 VEL	MATERIAL SÉGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	OBSERVACIONES No. PROV. ZF 6038 323 088
1	1	PALANCA DE CAMBIOS	MATERIAL SÉGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	OBSERVACIONES No. PROV. ZF 6007 201 173
ESC. 15		FESC UNIAM	FECHA 17/FEBRERO/1998	DIBUO J.L.C.E. Y J.C.B.E.
TÉRMINO MUNDO		TÍTULO KIT PALANCA DE CAMBIOS		REVISO ING. FELIPE DIAZ DEL C
ACOTACION		No. PROV. ZF 6005 183 600		No. DE DIBUO 10

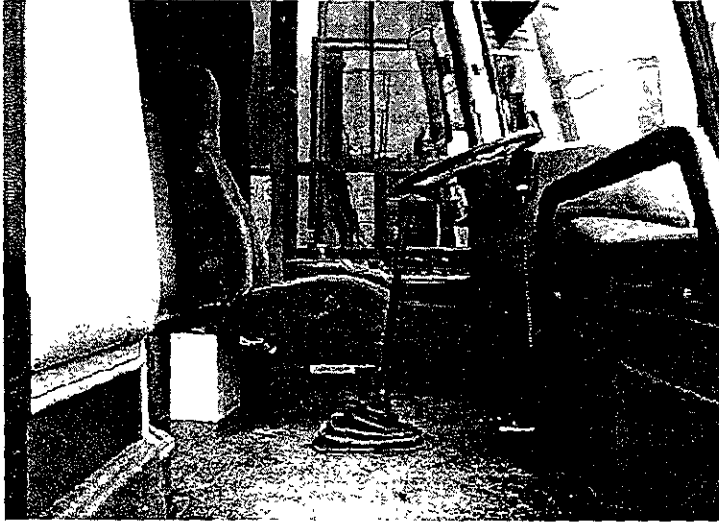


NUMERO	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	OBSERVACIONES
6	2	TUERCA DE SEGURIDAD	SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	Nº PROV. ZF 0637 011 570 OBSERVACIONES
5	1	TUERCA IZQUIERDA	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	Nº PROV. ZF 0637 006 215 OBSERVACIONES
4	1	TUERCA DERECHA	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	Nº PROV. ZF 0637 006 202 OBSERVACIONES
3	1	DESCRIPCION TERMINAL IZQUIERDA	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	Nº PROV. ZF 0732 107 019 OBSERVACIONES
2	1	DESCRIPCION TERMINAL DERECHA	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	Nº PROV. ZF 0732 107 018 OBSERVACIONES
1	1	DESCRIPCION BARRA DE REACCION	MATERIAL SEGUN ESPECIFICACIONES PROVEEDOR	Nº PROV. ZF 0736 620 074 OBSERVACIONES
ESC. 1:2		FESC. UNAM.	FECHA 17/FEBRERO/1998	DIBUJO JLCE.YJ.CBE
TERCER ANGULO		TITULO BARRA DE FUERZA		REVISO ING. FELIPE DIAZ DEL C.
ACOTACION		No. PROV. ZF 0736 620 073		No. DE DIBUJO 11
mm (pés)				

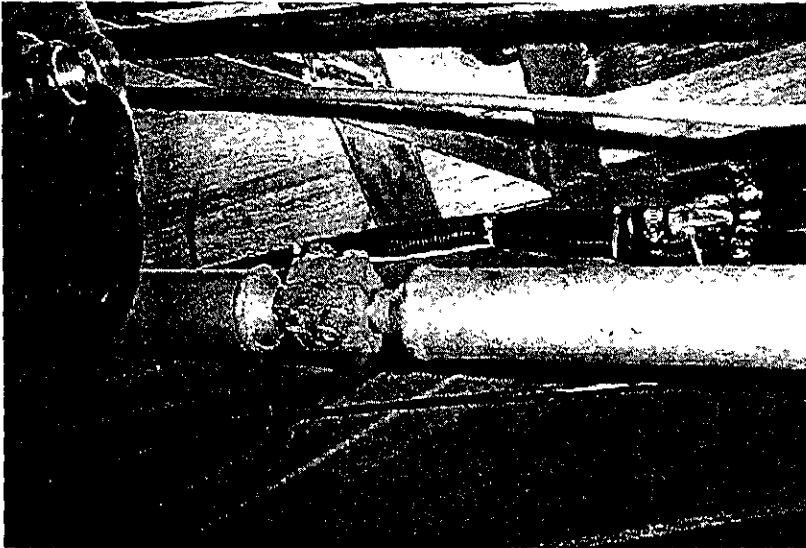
ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA



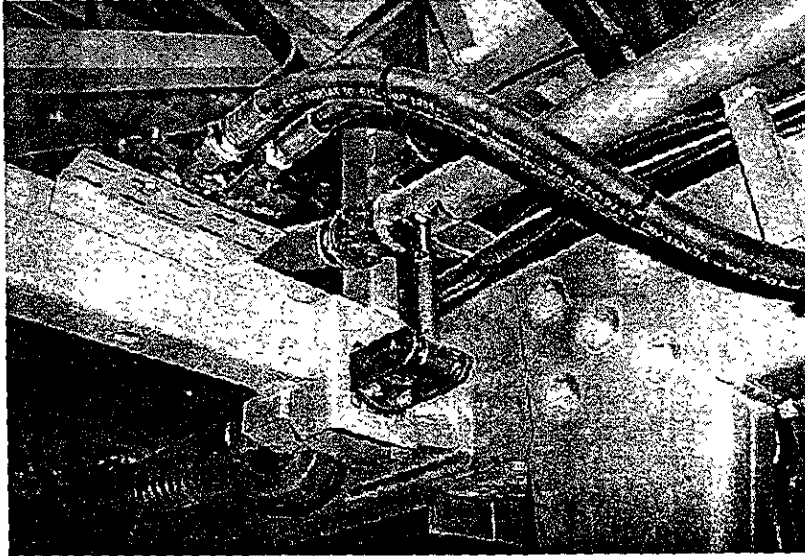
ESC. 11	FESC UNAM	FECHA 17/FEBRERO/1998	DRIBO JLC E. YJCB E
TERCER ANCHO	TITULO		REVISO
ACOTACION	JUNTA UNIVERSAL		ING. FELIPE DIAZ DEL C
mm (kg)	No. PROV. ZF 0501 208 695		No. DE DRIBO
			12



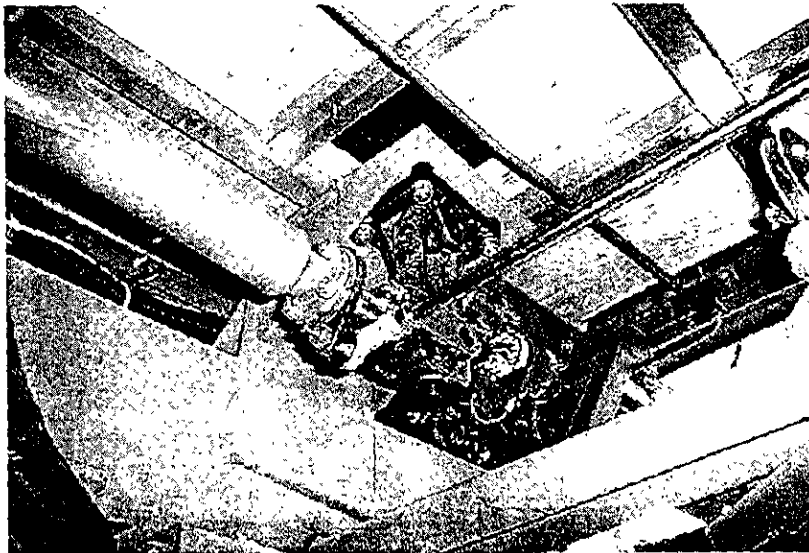
Fotografía 1.- Diseño y ensamble final de la palanca de velocidades.



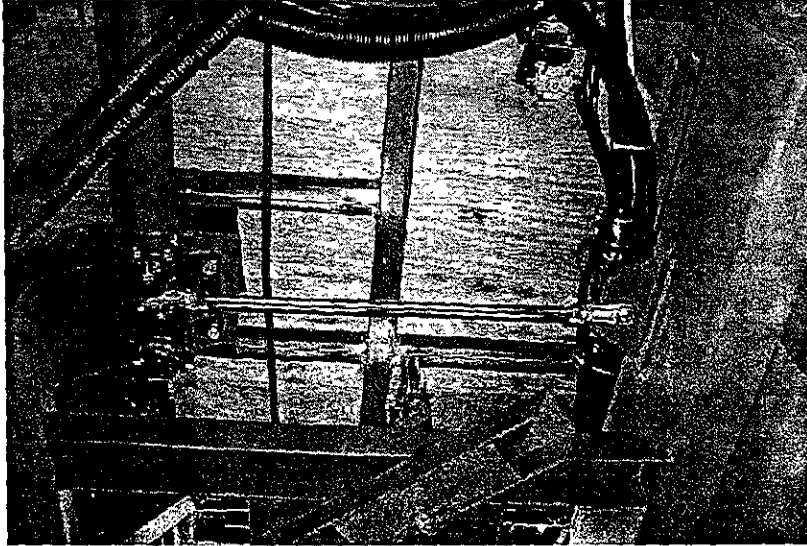
Fotografía 2a.- Ensamble final de tubo con ajustadores.



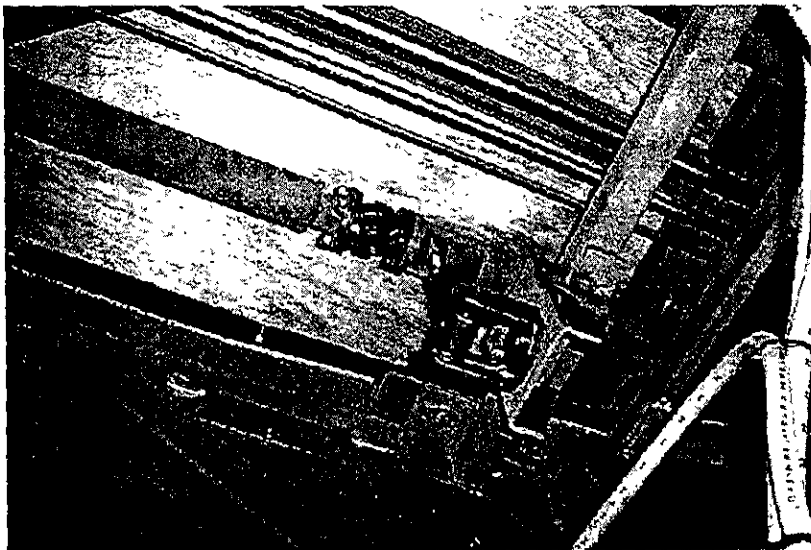
Fotografía 2b.- Ensamble final de tubo con brida para balancin, junta universal y balancin en el sistema.



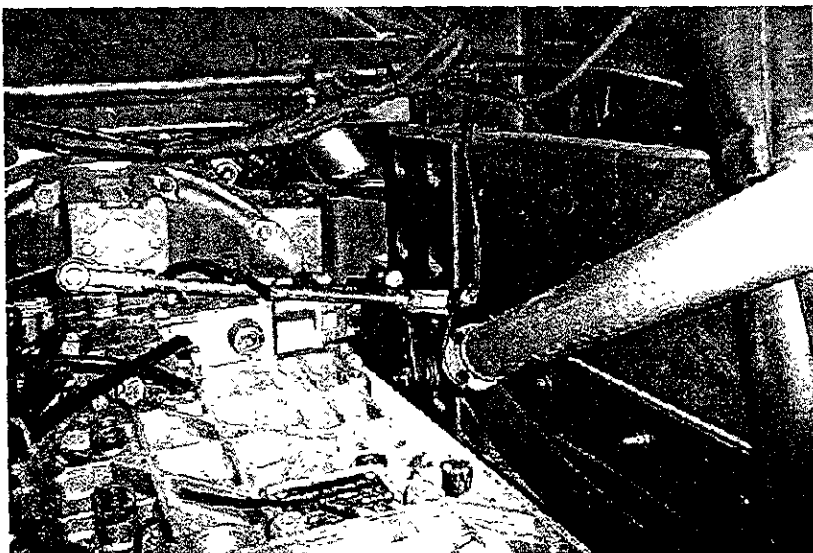
Fotografía 2c.- Ensamble final de tubo con conector brida y torreta de cambios.



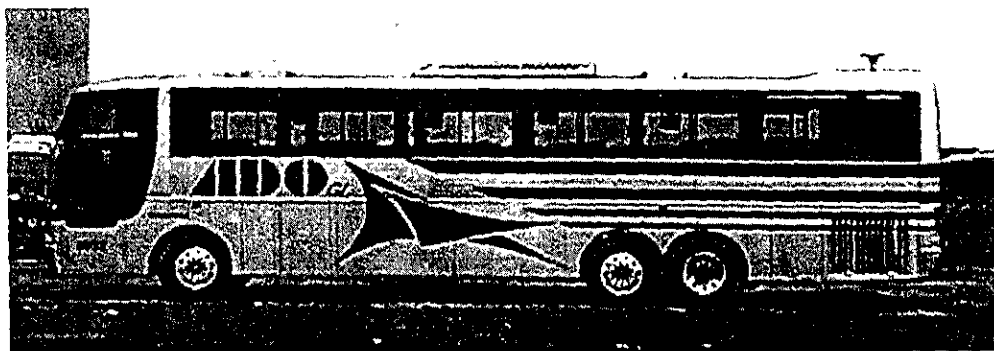
Fotografía 3a.- Fijación de la torreta de cambios y la barra de fuerza a la estructura.



Fotografía 3b.- Fijación final de balancin, junta universal y tubos a la estructura.



Fotografía 3c.- Fijación final del sistema a la transmisión.



Unidad de pruebas para sistema control de velocidades.

3. 10. Pruebas.

La primera prueba del sistema control de velocidades que se debe llevar a cabo es la que consiste en checar la instalación completa del sistema en el autobús para verificar que éste trabajó al 100 % de su eficiencia.

El primer paso es verificar que los balancines se encuentren en posición vertical (90° con respecto al sistema de control de velocidades). Esto es muy importante ya que el balancín permite de diseño 17° de desplazamiento hacia adelante y hacia atrás y la palanca de selección de cambios localizada en la transmisión para accionar los cambios se necesita desplazar 15° tanto en velocidades nones como pares, si los balancines no se encuentran en una posición completamente vertical se tendrán desplazamientos más cortos ya sea en las velocidades nones o pares, por diseño y para un óptimo funcionamiento el desplazamiento debe ser el mismo. También es necesario que en cada balancín haya una junta universal para corregir cualquier posible desalineamiento del sistema y los cual puede provocar que en las uniones de subensambles se desarrollen esfuerzos lo cuales pueden provocar botaduras de velocidades ya que al pasar el autobús por un camino sinuoso, el sistema tiende a liberar esos esfuerzos y se provoquen la botadura de velocidad.

Posteriormente del chequeo se hace la prueba de carretera, esta prueba consiste en manejar la unidad en un terreno sinuoso y con baches, con la finalidad de verificar que no existan botaduras de velocidades y así comprobar que el sistema está trabajando en perfectas condiciones.

Esta prueba se desarrolla accionando primera velocidad y se debe acelerar el motor hasta alcanzar las 2000 r.p.m. posteriormente se dejan caer las revoluciones del motor hasta 1500 r.p.m. sin hacer el cambio de velocidad, cuando se realiza esta prueba se observa que al acelerar el motor la palanca de velocidades tiende a desplazarse hacia atrás de la unidad y cuando se dejan caer las revoluciones del motor la palanca de velocidades se desplaza hacia el frente de la misma, esto con el objeto de checar que no haya botaduras de velocidades. Se repite el procedimiento de 3 a 5 veces y si no se presentan botaduras, esta misma operación se realiza con las demás velocidades para hacer el mismo chequeo; al terminar la prueba se determinará si el sistema trabaja eficientemente.

En caso de que en el procedimiento exista una botadura de velocidad, se tiene que verificar que los balancines se encuentren en posición vertical estando la palanca de velocidades en posición neutral.

CONCLUSIONES

Bajo el desarrollo del presente trabajo se llegaron a las siguientes conclusiones:

- 1.- La selección y diseño de la palanca de velocidades fue la adecuada ya que esta se probó durante un mes por parte de un operador que pertenece a una línea de autobuses, reportando lo suave que se encontraba al seleccionar las velocidades, el rango de movimiento para la selección de velocidades es el óptimo y la altura es la indicada para no provocar fatiga por varias horas continuas de manejo. Ver fotografía 1.
- 2.- La selección del tubo fue la indicada ya que este se seleccionó entre una variedad de tubos que hay en el mercado, las características principales para la selección del tubo fueron: es capaz de soportar los esfuerzos que se presenten en el sistema, su soldabilidad es muy buena, el diámetro seleccionado es el adecuado para su ensamble con las piezas de compra, para el diseño de los componentes que forman parte del sistema, hace que el sistema se vea uniforme, fácil de ensamblar en la estructura y por lo comercial que es. Ver fotografías 2a , 2b y 2c.
- 3.- El diseño y ensamble del sistema control de velocidades en la estructura del autobús fue el óptimo ya que haciendo pruebas de carretera en terrenos sinuosos y considerando el reporte del operador, el resultado fue satisfactorio considerando que el sistema se probó en condiciones extremas que van más allá de lo que es un funcionamiento normal de un autobús. Ver fotografías 3a , 3b y 3c.

APENDICE

Tabla 1.-

PROPIEDADES TÍPICAS PROMEDIO DE ALGUNOS MATERIALES USADOS EN INGENIERIA					
MATERIAL	σ_u Kg/cm ²	σ_{yp} Kg/cm ²	E Kg/cm ²	ϵ % *	Dureza BHN
Acero 1020	4600	3300	2,100,000	36	143
Acero 1030	5600	3600	2,100,000	32	180
Acero 1045	6800	4200	2,100,000	22	215
Acero 1095	9900	5600	2,100,000	8	285
Acero 4130	8900	8000	2,100,000	16	260
Acero 4340	8600	7400	2,100,000	15	250
Acero 8630	8100	7000	2,100,000	22	220
Bronce Comercial	5000	4300	1,200,000	3	
Bronce Fosforoso	5600	4600	1,125,000	33	
Latón Laminado	4000	3300	1,000,000	37	
Aluminio 2014-T6	4900	4200	740,000	13	
Aluminio 2024-T4	4700	3300	740,000	20	
Aluminio 6061-T6	3200	2800	700,000	17	
Metal Monei	9500	7000	1,820,000	20	
Fundición ASTM20	1400		675,000		156
Fundición ASTM30	2100		900,000		200
Fundición ASTM40	2800		1,150,000		235
Fundición ASTM50	3500		1,320,000		260
Cobre	3400	2500	910,000		

* Por ciento de alargamiento medido en espécimen de 50 mm.

BIBLIOGRAFIA.

- Diseño de Ingeniería Mecánica.
Joseph Edward Shigley.
Ed. Mc. Graw Hill.
- El proyecto en Ingeniería Mecánica.
Joseph Edward Shigley.
Ed. Mc. Graw Hill.
- Mechanical Design and Systems Handbook.
Harold A. Rothbart.
Ed. Mc. Graw Hill.
- Diseño y Análisis de Elementos de Máquinas.
R. R. Slaymaker.
Ed. Limusa.
- Diseño de Máquinas.
Aaron D. Deuscham.
Ed. C. E. C. S. A.
- Machine Elements in Mechanical Design.
Robert L. Mott.
Ed. Merrill.
- Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica.
Robert c. Juvnall.
Ed. Limusa.
- Teoría y problemas de Diseño de Máquinas.
Allen S. Hall.
Ed. Mc. Graw Hill.
- Proyecto de Elementos de Máquinas.
F. Spotts.
Ed. Reverté.
- Design of Machinery.
Robert L. Norton.