

19



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS ASISTIDO POR UNA HOJA DE CALCULO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(AREA MECANICA)

P R E S E N T A N :

RENE FRANCISCO CANCINO ROJAS

OMAR SAHUD VARGAS CUADROS

JESUS MAXIMILIANO AGUILAR RUIZ

EDGAR MONTES RIOS

(AREA INDUSTRIAL)

GERARDO CALDERON FLORES

DIRECTOR DE TESIS: M. EN I. ALVARO AYALA PUIZ



CIUDAD UNIVERSITARIA,

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

2002



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.

DEDICATORIAS

A MI SANTA MADRE, GRACIAS TE DOY POR HABERME DADO LA VIDA, GRACIAS TE DOY POR TUS ENSEÑANZAS Y QUE SIN TU EJEMPLO DE FORTALEZA Y APOYO INCONDICIONAL, NO HUBIERA LOGRADO LO QUE SOY.

A MI LINDA ESPOSA CON MUCHO CARÍÑO.

A MIS HIJOS SILVIA Y RENÉ QUE SON LA RAZON DE MI VIVIR.

A MI HERMANO CARLOS QUE SIEMPRE HA SIDO UN SEGUNDO PADRE PARA MI.

A MI HERMANO JESÚS QUIEN ES Y SIEMPRE HA SIDO MI MEJOR AMIGO.

A MI HERMANO JOSÉ QUE EN PAZ DESCANSA Y A QUIEN JAMÁS OLVIDARE.

A CARLOS JUAN, A MARÍA ISABEL, A JOSÉ ESTANISLAO, A MARÍA DEL CARMEN NOEMÍ, Y A RODRIGO CON CARÍÑO.

RENÉ FRANCISCO CANCINO ROJAS.

Gracias DIOS por darme la Madre que tengo, Gracias María Magdalena Flores Díaz, gracias por todo, DIOS te cuide y bendiga hoy y siempre. A ti mamá gracias por ser mi madre y padre, te agradezco todo el apoyo incondicional que hasta el día de hoy me das.

A ti mi adorada familia, gracias por ser una roca angular en mi vida, deseo que, en el instante de que estés leyendo estas líneas, cada uno(a) de ustedes tenga tranquilidad espiritual y en este momento les nazca un incentivo más en sus vidas, con la finalidad de que continúen superándose día a día.

Perdón Familia por no referirme a ustedes por sus nombres, pero no me gustaría omitir a ninguno, además ¿a quien mencionar primero?.

Mamá y Familia, los quiero, están en mi mente y siempre estaré con ustedes.

Gerardo Calderón Flores

A mí familia,

A mis amigos,

A mis maestros,

A mis compañeros,

A todos los que me han :

Apoyado, brindado su amistad, enseñado....

Gracias.

Omar Sahud Vargas Cuadros . 2002.

A MIS PADRES

A MONICA, DANIEL Y DARIO

A M. C. Y C. (†)

POR SU INCONDICIONAL APOYO,
COMPRENSIÓN Y AMOR

GRACIAS

JESUS MAXIMILIANO AGUILAR RUIZ

AGRADECIMIENTOS DE EDGAR MONTES RIOS

QUIERO AGRADECER PRIMERAMENTE A DIOS POR LA OPORTUNIDAD DE VIVIR QUE ME A DADO, POR TODO LO QUE ES EN MI VIDA Y POR LA AYUDA EN CADA PASO DE MI VIDA.

QUIERO AGRADECER TAMBIEN A MIS PADRES, A QUIENES DEDICO LA TESIS, GRACIAS PAPÁ POR TODO EL APOYO QUE ME DISTE Y GRACIAS A TI MAMÁ POR EL CARIÑO Y AMOR QUE SIEMPRE ME HAS DEMOSTRADO.

ÍNDICE

| | |
|---|----------|
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| CAPÍTULO 1. CONSIDERACIONES EN EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS ASISTIDO POR COMPUTADORA | 3 |
| CAPÍTULO 2. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS ASISTIDO POR COMPUTADORA | 6 |
| 2.1 DISEÑO DE PERNOS | 7 |
| 2.1.1 CASO NO. 1 DISEÑO DE UN PERNO A PARTIR DE LA CARGA ESTÁTICA MÁXIMA PREVISIBLE | 7 |
| 2.1.2 CASO NO. 2 CARGA MÁXIMA PERMISIBLE | 9 |
| 2.1.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD. | 10 |
| 2.1.4 CASO NO. 4 ÁREA DE ESFUERZO | 11 |
| 2.2 DISEÑO DE TORNILLOS DE POTENCIA | 13 |
| 2.2.1 CASO NO. 1 CÁLCULO DEL PAR NECESARIO PARA DESPLAZAR UNA CARGA ESPECÍFICA. | 13 |
| 2.2.2 CASO NO. 2 CÁLCULO DE LA CARGA MÁXIMA QUE PUEDE DESPLAZARSE CON UN PAR ESPECÍFICO | 15 |
| 2.2.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DEL PAR PARA PRODUCIR LA FUERZA DE APRIETE REQUERIDA | 17 |
| 2.3 DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES | 18 |
| 2.3.1 CASO NO. 1 DISEÑO DE UN RESORTE A PARTIR DE LA MÁXIMA CARGA ESTÁTICA PREVISIBLE. | 18 |
| 2.3.2 CASO NO. 2 CÁLCULO DE UN RESORTE DE MÍNIMO VOLUMEN DE MATERIAL PARA UNA CARGA ESTÁTICA. | 20 |
| 2.3.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DE LAS CARGAS MÁXIMA Y MÍNIMA FIJANDO EL FACTOR DE SEGURIDAD. | 22 |
| 2.3.4 CASO NO. 4 CÁLCULO DEL ESFUERZO CORTANTE TOTAL DE UN RESORTE DE ALAMBRE RECTANGULAR. | 24 |
| 2.4 ENGRANES | 25 |
| 2.4.1 CASO NO. 1 CÁLCULO DE ENGRANES RECTOS POR FLEXIÓN SISTEMA INGLÉS 25 | |
| 2.4.2 CASO NO. 2 CÁLCULO DE ENGRANES RECTOS POR FLEXIÓN EN SISTEMA INGLÉS | 27 |
| 2.4.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DE ENGRANES RECTOS POR CONTACTO EN SISTEMA INGLÉS | 29 |
| 2.4.4 CASO NO. 4 CÁLCULO DE ENGRANES RECTOS POR CONTACTO EN SISTEMA INGLÉS | 31 |
| 2.4.5 CASO NO. 5 CÁLCULO DE ENGRANES HELICOIDALES POR FLEXIÓN SISTEMA INGLÉS | 33 |
| 2.4.6 CASO NO. 6 CÁLCULO DE ENGRANES HELICOIDALES POR FLEXIÓN EN SISTEMA INGLÉS | 35 |
| 2.4.7 CASO NO. 7 CÁLCULO DE ENGRANES HELICOIDALES POR CONTACTO EN SISTEMA INGLÉS | 37 |
| 2.4.8 CASO NO. 8 CÁLCULO DE ENGRANES HELICOIDALES POR CONTACTO EN SISTEMA INGLÉS | 39 |
| 2.5 TRANSMISIÓN DE BANDAS | 41 |
| 2.5.1 CASO NO. 1 BANDA TRAPEZOIDAL O EN "V" | 41 |
| 2.5.2 CASO NO. 2 BANDA PLANA | 43 |
| 2.5.3 CASO NO. 3 TRANSMISIÓN DE BANDA PLANA CRUZADA | 45 |
| 2.6 CADENAS DE RODILLOS. | 47 |
| 2.6.1 CASO NO. 1 CADENA DE RODILLOS | 47 |
| 2.6.2 CASO NO. 2 CADENA DE RODILLOS | 49 |
| 2.6.3 CASO NO. 3 CADENA DE RODILLOS | 51 |

| | |
|---|-----------|
| 2.7 FRENOS..... | 52 |
| 2.7.1 CASO NO. 1 FRENO DE ZAPATA INTERNA AUTOENERGIZANTE..... | 52 |
| 2.7.2 CASO NO. 2 FRENO DE ZAPATA EXTERNA..... | 54 |
| 2.7.3 CASO NO. 3 FRENO DE DISCO..... | 55 |
| 2.7.4 CASO NO. 4 FRENO DE DISCO TIPO PLACA..... | 55 |
| 2.8 DISEÑO DE EJES..... | 57 |
| 2.8.1 CASO NO. 1 VIGA EN VOLADIZO. CARGA EN EL EXTREMO..... | 57 |
| 2.8.2 CASO NO. 2 VIGA EN VOLADIZO CON CARGA CONCENTRADA EN UNA ZONA INTERMEDIA DE LA VIGA..... | 59 |
| 2.8.3 CASO NO. 3 VIGA EN VOLADIZO CON CARGA UNIFORME..... | 59 |
| 2.8.4 CASO NO. 4 VIGA EN VOLADIZO CON UN MOMENTO EN EL EXTREMO..... | 62 |
| 2.8.5 CASO NO. 5 VIGA SIMPLE CON CARGA CONCENTRADA EN MEDIO..... | 62 |
| 2.8.6 CASO NO. 6 VIGA SIMPLE CON CARGA CONCENTRADA EN UNA DISTANCIA INTERMEDIA..... | 65 |
| 2.8.7 CASO NO. 7 VIGA SIMPLE CON CARGA UNIFORME..... | 65 |
| 2.8.8 CASO NO. 8 VIGA SIMPLE CON UN MOMENTO EN MEDIO DE LA VIGA..... | 68 |
| CAPÍTULO 3. LÓGICA DE RESOLUCIÓN DE LOS PROBLEMAS DE DISEÑO CON AYUDA DE EXCEL..... | 69 |
| 3.1 PERNOS..... | 70 |
| 3.1.1 CASO NO. 1 DISEÑO DE UN PERNO A PARTIR DE LA CARGA ESTÁTICA MÁXIMA PREVISIBLE..... | 70 |
| 3.1.2 CASO NO. 2 CARGA MÁXIMA PERMISIBLE..... | 71 |
| 3.1.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD..... | 72 |
| 3.1.4 CASO NO. 4 SE DEFINE EL ÁREA DE ESFUERZO DE UN PERNO A PARTIR DEL FACTOR DE SEGURIDAD..... | 73 |
| 3.2 TORNILLOS DE POTENCIA..... | 74 |
| 3.2.1 CASO NO. 1 CÁLCULO DEL PAR NECESARIO PARA DESPLAZAR UNA CARGA ESPECÍFICA..... | 74 |
| 3.2.2 CASO NO. 2 CÁLCULO DE LA CARGA MÁXIMA QUE PUEDE DEZPLAZARSE CON UN PAR ESPECÍFICO..... | 75 |
| 3.2.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DEL PAR PARA PRODUCIR LA FUERZA DE APRIETE REQUERIDA..... | 76 |
| 3.3 RESORTES HELICOIDALES..... | 77 |
| 3.3.1 CASO NO. 1 DISEÑO DE UN RESORTE A PARTIR DE LA MÁXIMA CARGA ESTÁTICA PREVISIBLE..... | 77 |
| 3.3.2 CASO NO. 2 CÁLCULO DE UN RESORTE DE MÍNIMO VOLUMEN DE MATERIAL PARA UNA CARGA ESTÁTICA..... | 78 |
| 3.3.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DE LAS CARGAS MÁXIMA Y MÍNIMA FIJANDO EL FACTOR DE SEGURIDAD..... | 79 |
| 3.3.4 CASO NO. 4 CÁLCULO DEL ESFUERZO CORTANTE TOTAL PARA UN RESORTE DE ALAMBRE DE SECCIÓN RECTANGULAR..... | 80 |
| 3.4 ENGRANES..... | 81 |
| 3.4.1 CASO NO. 1 ESFUERZO POR FLEXIÓN PARA ENGRANES RECTOS SISTEMA INGLÉS..... | 81 |
| 3.4.2 CASO NO. 2 ESFUERZO POR FLEXIÓN PARA ENGRANES RECTOS SISTEMA INGLÉS..... | 82 |
| 3.4.3 CASO NO. 3 ESFUERZO POR CONTACTO PARA ENGRANES RECTOS SISTEMA INGLÉS..... | 83 |
| 3.4.4 CASO NO. 4 ESFUERZO POR CONTACTO PARA ENGRANES RECTOS SISTEMA INGLÉS..... | 84 |
| 3.4.5 CASO NO. 5 ESFUERZO POR FLEXIÓN PARA ENGRANES HELICOIDALES SISTEMA INGLÉS..... | 85 |
| 3.4.6 CASO NO. 6 ESFUERZO POR FLEXIÓN PARA ENGRANES HELICOIDALES SISTEMA INGLÉS..... | 86 |

| | |
|--|-----|
| 3.4.7 CASO NO. 7 ESFUERZO POR CONTACTO PARA ENGRANES HELICOIDALES SISTEMA INGLÉS..... | 87 |
| 3.4.8 CASO NO. 8 ESFUERZO POR CONTACTO PARA ENGRANES HELICOIDALES SISTEMA INGLÉS..... | 88 |
| 3.5 BANDAS..... | 89 |
| 3.5.1 CASO NO. 1 BANDA TRAPEZIAL O EN "V" | 90 |
| 3.5.2 CASO NO. 2 BANDA PLANA..... | 91 |
| 3.5.3 CASO NO. 3 BANDA PLANA CRUZADA | 92 |
| 3.6 CADENAS..... | 93 |
| 3.6.1 CASO NO. 1 CADENAS DE RODILLOS..... | 93 |
| 3.6.2 CASO NO. 2 CADENA DE RODILLOS | 94 |
| 3.6.3 CASO NO. 3 CADENA DE RODILLOS | 95 |
| 3.7 FRENOS..... | 96 |
| 3.7.1 CASO NO. 1 DE FRENOS..... | 96 |
| 3.7.2 CASO NO. 2 DE FRENOS..... | 97 |
| 3.7.3 CASO NO. 3 DE FRENOS..... | 98 |
| 3.7.4 CASO NO. 4 DE FRENOS..... | 99 |
| 3.8 EJES..... | 100 |
| 3.8.1 CASO NO. 1 VIGA EN VOLADIZO. CARGA CONCENTRADA EN EL EXTREMO. .. | 100 |
| 3.8.2 CASO NO. 2. VIGA EN VOLADIZO. CARGA CONCENTRADA EN MEDIO DE LA VIGA..... | 102 |
| 3.8.3 CASO NO. 3. VIGA EN VOLADIZO CON CARGA UNIFORME. | 103 |
| 3.8.4 CASO NO. 4. VIGA EN VOLADIZO CON UN MOMENTO EN EL EXTREMO. | 104 |
| 3.8.5 CASO NO. 5. VIGA SIMPLE CON CARGA CONCENTRADA EN MEDIO. | 105 |
| 3.8.6 CASO NO. 6. VIGA SIMPLE CON CARGA CONCENTRADA EN UNA DISTANCIA INTERMEDIA. | 106 |
| 3.8.7 CASO NO. 7. VIGA SIMPLE CON CARGA INTERMEDIA. | 107 |
| 3.8.8 CASO NO. 8. VIGA SIMPLE CON UN MOMENTO EN MEDIO DE LA VIG A..... | 108 |
| CONCLUSIONES | 109 |
| BIBLIOGRAFIA | 110 |

INTRODUCCIÓN

La práctica de la ingeniería siempre ha estado relacionada con la evolución de nuevas herramientas y tecnologías. Ya sea al desarrollar las palancas, rampas y poleas de tiempos antiguos o las máquinas de la Revolución Industrial, los ingenieros han explorado nuevos mecanismos y conceptos que han ampliado sus posibilidades de desarrollo. Hoy día, la tecnología de las computadoras personales ha proporcionado un sinnúmero de nuevas herramientas poderosas que tienen un profundo efecto en la ingeniería.

Debido a que el alcance de la computación tiene que ver con su capacidad para la manipulación y almacenamiento de datos, la ingeniería, por su dependencia de las matemáticas y su necesidad de información exacta, es un área ideal para el uso potencial de las computadoras.

Hace unos 50 años se inició la era de la computación, pero ya ha ejercido un profundo efecto sobre nuestras vidas. Y así las computadoras se han convertido en herramienta primordial en la oficina, en la fábrica e incluso en los supermercados. Las innovaciones recientes en microelectrónica han aumentado aún más este impacto y auguran efectos de gran alcance en nuestra profesión.

La computación facilita al ingeniero el desarrollo de su capacidad. En el sentido más inmediato, la computadora aumenta significativamente la eficiencia con la cual los profesionistas pueden realizar cálculos y procesar información, liberándolos para la inversión de más tiempo en los aspectos conceptuales y creativos de la solución de un problema. Otros beneficios van desde el uso de la computadora para simuladores y para instrucción tutorial hasta la presentación de imágenes de alta resolución, mediante gráficas por computadora.

Basados en las necesidades del diseño de elementos mecánicos, específicamente de engranes helicoidales, engranes cónicos, tornillos de potencia de transmisión, pernos (uniones atornilladas), flechas, cadenas, bandas, frenos y resortes, consideramos de gran ayuda la existencia de un software que agilice y ayude al proceso de diseño de dichos elementos mecánicos, teniendo como finalidad la reducción de tiempo necesario para dicho proceso y con un mayor grado de confiabilidad.

Los objetivos de crear este software de diseño de elementos mecánicos, son:

Ahorro de tiempo en el diseño; la finalidad es permitir al ingeniero diseñador una disminución considerable en tiempo invertido durante el diseño, al consultar manuales y/o tablas de datos, tener un formulario disponible para aplicar los modelos matemáticos en forma secuencial hasta el final de un diseño de un elemento determinado, etc., tomando en cuenta que si el diseño no es el deseado, habría que iniciar nuevamente el proceso de diseño, paso a paso, variando algunos parámetros de éste hasta que se obtuviera el resultado, sabiendo de antemano que esto tomaría tiempo. Cabe mencionar que el uso de este software no influye en absoluto sobre el criterio de diseño de cada usuario.

Este software puede ser aplicado bien a un nivel educacional, o bien a un nivel profesional donde se diseñan elementos de máquinas para aplicaciones comunes tales como puede ser un tornillo para un gato de automóvil, un resorte para una ratonera, un engrane para un sistema de puertas automáticas, una flecha para un sistema de transmisión de un motor con reductor, poleas, etc.

A continuación se describe la forma en que es presentado el trabajo.

En el capítulo 1 se aborda en general de cada elemento de máquina, como definición, clasificación, nomenclatura más usual con la que se le relaciona, las fórmulas que permite su cálculo de variables, si es el caso, se utilizaron tablas para diseñar el elemento mecánico, se definen casos específicos a resolver en la hoja de cálculo, éstos casos fueron escogidos por ser los más representativos o los de uso más frecuente dentro de cada elemento mecánico. También se añade un diagrama de flujo que nos permite una visualización práctica del problema y su solución

En el capítulo 3 se presenta el programa que se generó, y se describen las pantallas de cada caso así como los resultados que se obtendrán.

Finalmente, se presentan las conclusiones que se generaron después de enunciar el presente trabajo y se lista la bibliografía consultada para la presente obra.

CAPÍTULO 1. CONSIDERACIONES EN EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS ASISTIDO POR COMPUTADORA

La función básica de la ingeniería, y la más importante, es sin lugar a dudas el aportar soluciones eficientes, eficaces y viables a los problemas concretos y necesidades sociales mediante diseños de dispositivos que sean la mejor solución posible y la óptima alternativa disponible. El diseño es la formulación de un plan, metódico, esquemático de un dispositivo que sea capaz de satisfacer una necesidad social de tal manera que tanto económica, energética, ambiental, humanística, técnica y política sea la mejor entre las múltiples alternativas posibles.

El diseño se puede sistematizar y facilitar si usamos como herramienta de trabajo un programa de computación en una hoja de cálculo, en el presente trabajo se desarrolla un programa con dicho fin. El programa pretende simplificar las tareas repetitivas de cálculo y poner más énfasis en los que se refiere al resultado. Usando una computadora se tiene la facilidad y la ventaja de tener una gran cantidad de datos calculados de acuerdo a los diferentes valores de entrada según las necesidades específicas. El programa consta de varios subprogramas que al conjunto lo hemos intitulado Diseño de Elemento de Máquina Asistido por una Hoja de Cálculo (Demahc) los programas desarrollados nos van a permitir calcular los datos que más frecuentemente se presentan en la práctica de la ingeniería, pero de ninguna manera se cubre todo el espectro de problemas posibles que se le se presentan al ingeniero, por el contrario, queda pendiente una enorme cantidad de casos, variables y diseños para futuros estudios y análisis. Para el desarrollo de los programas se eligió en cada caso, un elemento sencillo donde se identificaron sus características, las formulas matemáticas aplicables para el diseño los datos indispensables así como la identificación de los datos posibles de calcular.

El objetivo particular del programa Demahc es servir como material didáctico para las materias relacionadas con el diseño de elemento de máquinas ya que permite resolver problemas específicos, y se seleccionaron los siguientes elementos de máquinas: pernos, tornillos de potencia, resortes, engranes bandas de transmisión, cadenas, frenos y ejes. Se seleccionaron todos estos porque sin lugar a dudas son los más importantes elementos de máquinas.

En las máquinas distinguimos diversos métodos de unión de los diferentes elementos y piezas que la forman, y pueden ser uniones permanentes o semipermanentes; un perno es un elemento de maquina de sujeción semipermanente, compuesto por un tornillo con tuerca; la mayoría de las máquinas siempre usan pernos y resultan imprescindibles tenerlos presentes durante el diseño, razón por la cual fueron seleccionados para integrar este trabajo. Los tornillos de potencia se usan en máquinas para obtener un movimiento de translación, o también para ejercer una fuerza ya que son un medio eficaz para obtener ventaja mecánica; su diseño puede variar desde un caso sencillo y común hasta el caso donde se requiere realizar experimentación para simular las condiciones de uso.

Los resortes se usan para diversos fines, tales como el de absorber energía, absorber cargas de choque, absorber vibraciones, para producir presión ó fuerza; entre los resortes los mas usados son los helicoidales, prácticamente en todas las máquinas se emplean los resortes, habiéndose seleccionado por su enorme importancia en el diseño de maquinas entre los elementos de máquinas que comprende el presente trabajo.

Uno de los principales problemas de la ingeniería mecánica es la transmisión de movimiento. son los elementos de las máquinas que nos van a solucionar los problemas de transporte, impulsión, elevación y movimiento; por lo anterior se ve que cada máquina requiere de diseño de elementos de máquina especiales, dependiendo de su aplicación y de la carga que se les aplique.

En la ingeniería mecánica para resolver la transmisión de movimiento entre un motor y el dispositivo conducido se usan, entre otros elementos de máquina, los engranes pues cumplen eficientemente con esta noble función y podemos afirmar, sin temor a equivocación, que sin engranes ninguna máquina moderna funcionaría.

Los engranes son ruedas dentadas que posibilitan conectarse entre sí, así como transmitir movimiento rotatorio con todo tipo de carga y velocidad. Por lo anterior se ve que cada máquina requiere un especial y específico diseño de engranes; Los engranes se clasifican en tres grupos: engranes rectos para ejes paralelos, engranes cónicos para ejes que se cortan, tornillos sin fin y ruedas helicoidales para ejes ortogonales. Desafortunadamente en el presente trabajo, en este tema de engranes, se usaron unidades inglesas, porque aún es usual que en el mundo se sigan usando dichas unidades, aunque se hace notar que poco a poco gana terreno el uso de las unidades del sistema internacional.

Entre los elementos de máquina que se denominan conectores flexibles se encuentran las bandas y las cadenas, ambos sirven para la transmisión de potencia, sobre todo donde por alguna razón se encuentran los ejes de la máquina separados, y resulta algo complicado el uso de los engranes.

Las transmisiones por banda, son sin lugar a dudas, el medio más económico y más tradicional para transmitir potencia entre ejes separados, además de su bajo costo, operan suave y silenciosamente, además que pueden absorber cargas de choque en forma apreciable, y claro esta, que no podían faltar entre los elementos de máquina seleccionados para el presente trabajo. Es importante señalar que entre las bandas se distinguen tres tipos principales los cuales son: bandas planas, bandas en V y bandas de sincronización ó también llamadas reguladoras.

Otro medio común de transmitir potencia han sido las cadenas; Una cadena es un conjunto de eslabones iguales, articulados entre sí, que forman un circuito cerrado. La cadena se monta entre dos ó más ruedas dentadas, dispuestas en flechas paralelas y alineadas; las cadenas son muy útiles para espacios entre ejes que resultan muy grandes para usar engranes; Las cadenas son muy convenientes para transmitir potencia y se aplican prácticamente a toda clase de trabajos, aún donde se requiere transmitir grandes potencias en secciones transversales reducidas a diferentes velocidades y en temperaturas que destruirían fácilmente a las bandas. Entre los diversos tipos, definitivamente son las cadenas de rodillos las que más se usan, razón por la cual se seleccionaron en el presente trabajo. Las cadenas de rodillos consisten en eslabones de rodillos conectados por eslabones laterales. Se le denomina rodillo interior a un juego de dos rodillos y dos bujes, cuyo extremo se presiona en los agujeros de los eslabones en los extremos de los dos lados, los eslabones exteriores tienen dos chavetas cuyos extremos ajustan en forma apretada dentro de las placas eslabón. Los rodillos giran sobre casquetes que están ajustados a presión en los eslabones internos. Las fuerzas que actúan sobre la cadena son casi las mismas que en otras transmisiones flexibles, aunque en la cadena se tiene una carga de impacto cada vez que un rodillo establece contacto con un diente de la rueda dentada. La potencia de diseño determina el tamaño de la cadena y el número de elementos de la rueda dentada. La potencia de diseño esta relacionada a la potencia real que debe transmitirse multiplicada por

un factor de servicio (siempre mayor que uno) que debe tomarse en cuenta de acuerdo a la aplicación, al tipo de carga y por un factor que toma en cuenta el uso de ramales para incrementar la capacidad de carga; las potencias nominales se dan en tablas, la razón de usar las tablas es que los valores han cambiado con el tiempo en la medida que los materiales y los diseños de los sistemas de cadena de rodillos se han ido mejorando, por esta razón las mismas tablas han ido cambiando.

Hoy en día nadie puede poner en duda, la enorme importancia que tienen los frenos, los cuales son dispositivos de fricción empleados para regular el movimiento de los cuerpos, para retardarlos, mantener constante su velocidad ó asegurar su reposo. Los frenos como trabajan con fricción, están sometidos a incertidumbres en el valor del coeficiente de fricción que de manera obligada debe usarse. Los tipos de frenos pueden ser, entre otros, de zapata externa, de zapata interna, de disco sobre disco, etcétera. En el presente trabajo se desarrollaron los programas que nos van a permitir calcular los datos que más frecuentemente se presentan en la práctica de la ingeniería; De ninguna manera se cubre todos los tipos de frenos existentes. Para el desarrollo de estos programas se eligió en cada caso, un elemento sencillo a calcular.

En el diseño de maquinaria, generalmente se presenta la transmisión de potencia a través de ejes, que se han acoplado a motores, bandas, cadenas o a dispositivos conducidos. Por lo anterior es importantísimo el diseño de ejes, porque sin ejes no funciona simplemente ninguna máquina. Los ejes son barras sometidas a cargas de flexión, tensión, compresión y torsión; Que actúan individualmente ó combinadas, y normalmente cuando nos encontramos con el problema de diseñar un eje, el proceso contiene etapas donde los cálculos matemáticos absorben una gran cantidad de tiempo, porque el propósito en el diseño de los ejes es predecir el esfuerzo, la deformación que puede soportar, con toda seguridad, durante su vida útil, ante diversas cargas esperadas. En la Facultad de Ingeniería, en la carrera de Ingeniería Mecánica se elaboran muchos proyectos de maquinaria, que por supuesto, involucran ejes, por lo que se seleccionaron los casos típicos para darles solución en el presente programa de computación y así cooperar con material didáctico para las materias relacionadas con el Diseño de Elementos de Máquinas.

CAPÍTULO 2. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS ASISTIDO POR COMPUTADORA

El objetivo principal y el motivo del desarrollo y elaboración de este trabajo es el servir como material didáctico para las materias relacionadas con el diseño de elementos de máquinas resolviendo problemas específicos a través de la creación desarrollo e implementación de un programa basado en Excel.

La descripción del procedimiento general se menciona a continuación aunque la descripción detallada de la aplicación del programa para Diseño de Elementos de Maquinas Asistidos por una Hoja de Cálculo (DEMAHC) se describe punto por punto en este capítulo y en el siguiente.

Procedimiento general aplicable a todos los elementos aquí tratados.

Alimentar datos, es decir alimentar los valores numéricos de las variables y/o constantes definidas como datos o variables conocidas y que se requieren para la solución de los problemas planteados y de las formulas correspondientes al diseño de un elemento particular.

Procesar los datos y resolver las ecuaciones y formulas a través de una hoja de Excel directamente o con el apoyo de un programa realizado en Visual Basic, dependiendo de la complejidad del cálculo.

Obtener datos de salida, que son los valores de variables definidas como incógnitas en las ecuaciones para el diseño de los elementos de máquinas correspondientes al caso.

Es importante mencionar, que los casos que resuelven o están relacionados con el mismo elemento, se agrupan en el mismo archivo para mayor facilidad de aplicación.

Como ya mencionamos en este capítulo se describen los procesos y pasos que se siguieron para el desarrollo de la hoja de cálculo para su aplicación en el diseño de pernos, tornillos, engranes, resortes, frenos, etc.

Existen una infinidad de problemas por resolver durante el proceso de diseño de un elemento mecánico cualquiera que este sea, no es el objetivo dar solución a todos los casos posibles lo cual además resultaría imposible. Los casos específicos que se presentan se eligieron principalmente por ser los más comunes o los que se consideraron de mayor utilidad no necesariamente para la industria sino como se menciona en principio para aquellos alumnos que están cursando materias relacionadas dentro de la Facultad de Ingeniería.

2.1 DISEÑO DE PERNOS

En el caso específico de los pernos, se presentan tres problemas a resolver, que se diferencian uno del otro por las incógnitas y las variables de entrada, aunque tienen elementos en común así como datos de salida también en común, existe la posibilidad de que sean utilizados como complementarios uno del otro.

Se presenta una descripción de la lógica de cada problema apoyada con un diagrama de flujo del algoritmo de programación.

2.1.1 CASO NO. 1 DISEÑO DE UN PERNO A PARTIR DE LA CARGA ESTÁTICA MÁXIMA PREVISIBLE.

Este caso ilustra el uso básico de las ecuaciones de diseño de un perno, para el cual se deben hacer consideraciones previas relacionadas al material tanto del perno como de los elementos que se van a unir. El proceso (Figura 2.1.1) se desarrolla como sigue:

- 1) Se conocen la carga máxima que será aplicada al perno y el esfuerzo máximo de fluencia del material del perno.
- 2) Se obtiene una área de esfuerzo calculada, con este dato se busca en tablas de acuerdo a la norma o estándar que se haya elegido un tornillo que tenga un área de esfuerzo que se acerque al valor encontrado y se elige dicho tornillo.
- 3) Deben entonces alimentarse los datos de: Carga mínima, Fuerza de apriete inicial (éste dato puede no conocerse), Constante elástica del perno y de los elementos a sujetar, Esfuerzo máximo de fatiga del material del perno, El factor de concentración de esfuerzos en las roscas y El área de esfuerzo que se selecciono a partir del área de esfuerzo calculada en el paso previo.
- 4) El algoritmo calcula el valor mínimo de la Fuerza de apriete, si el valor del dato de entrada es cero o se desconoce entonces se utiliza el valor mínimo calculado para los siguientes cálculos.
- 5) Se calculan las fuerzas promedio y de rango ejercidas sobre el perno y las fuerzas máximas y mínimas sobre los elementos a sujetar.
- 6) Se calculan los esfuerzos promedio y de rango del perno usando el área de esfuerzo.
- 7) Se calcula el factor de seguridad del perno.

Del análisis de lo anterior se desprende que en este caso es posible variar el diámetro del perno, el material y la fuerza inicial de apriete, en los datos de entrada, hasta obtener el perno con las características que más se apeguen a las necesidades o requerimientos del diseño como pueden ser el factor de seguridad y la carga que debe soportar el perno.

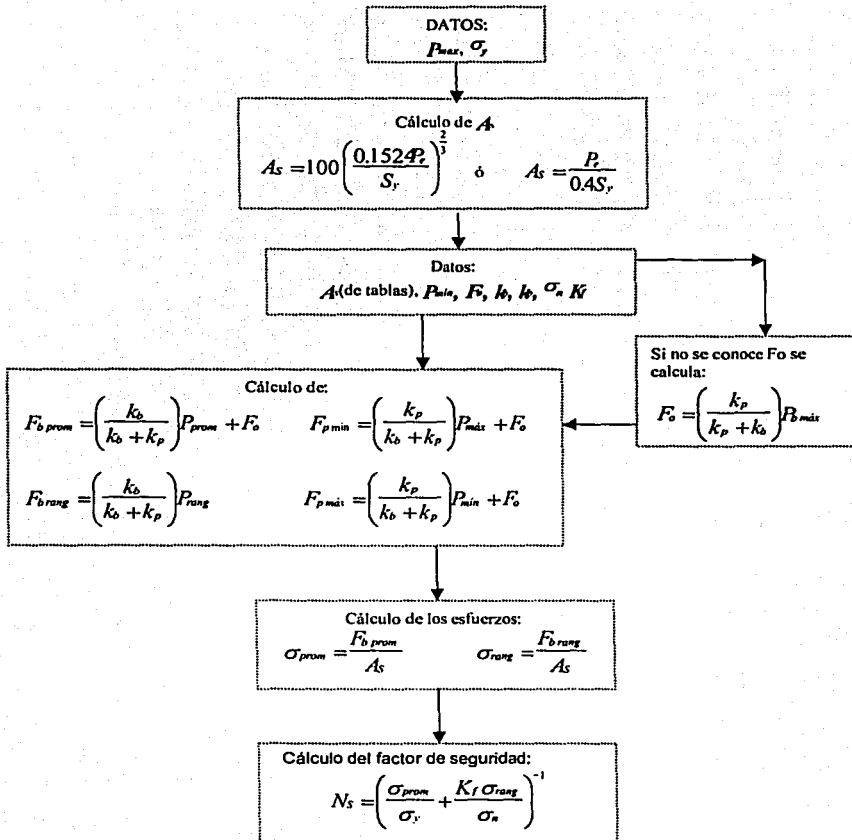


Figura 2.1.1 Diagrama de flujo Caso No.1 Pernos

2.1.2 CASO NO. 2 CARGA MÁXIMA PERMISIBLE

Este caso se enfoca en el problema muy particular que se presenta cuando se tiene un tornillo del que se conocen sus características pero se ignora el valor de la máxima carga que puede soportar. (Figura 2.1.2) Es necesario conocer las características del material de los elementos a unir.

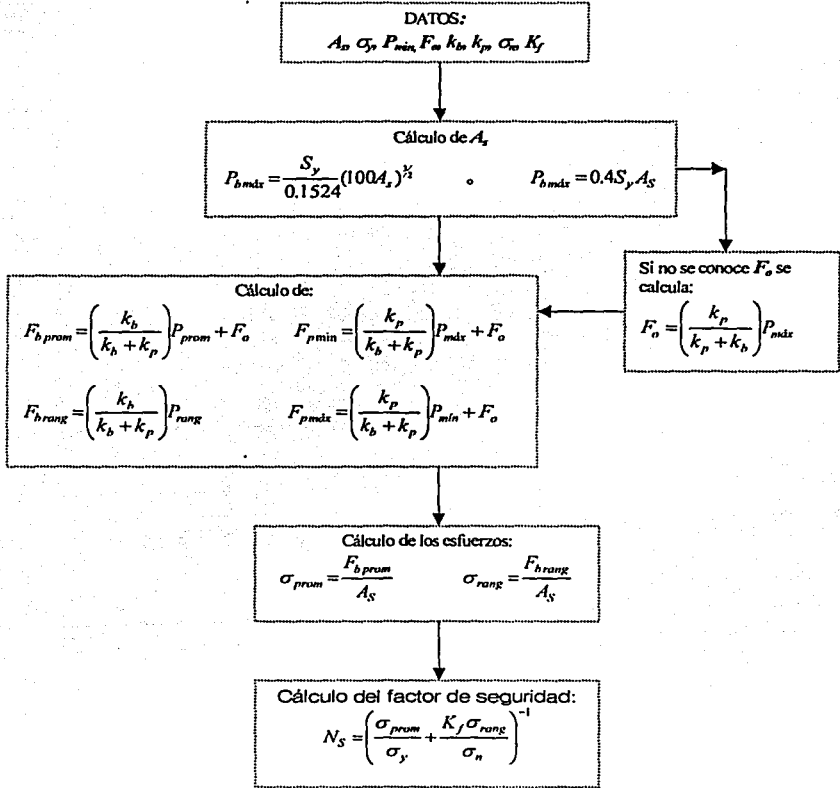


Figura 2.1.2 Diagrama de flujo del caso no.2 Pernos

- 1) Se conocen los datos del perno, Área de esfuerzo, material, las constantes de elasticidad del perno y elementos a unir, se pueden alimentar si se conocen la fuerza inicial de apriete y alguna carga mínima si se conoce.
- 2) Se calcula la carga máxima de tensión que puede soportar el perno con el que contamos.
- 3) Si no se conoce la fuerza inicial de apriete se calcula la mínima necesaria y se utiliza para los siguientes cálculos.

- 4) Se encuentran las fuerzas promedio y de rango del perno también las fuerzas mínima y máxima de los elementos a unir.
- 5) Se calculan los esfuerzos promedio y de rango del perno
- 6) Se encuentra el factor de seguridad
- 7) En este caso se verifica la capacidad de carga del perno que tenemos, contra el factor de seguridad y la fuerza inicial de apriete, se pueden variar condiciones o datos de entrada con el fin de encontrar la carga máxima más conveniente o que se ajuste de mejor manera a los requerimientos de diseño.

2.1.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.

En este caso se conocen las características del perno y de los elementos que se pretende unir así como también la magnitud de las fuerzas máxima y mínima que actuarán sobre el perno (Figura 2.1.3).

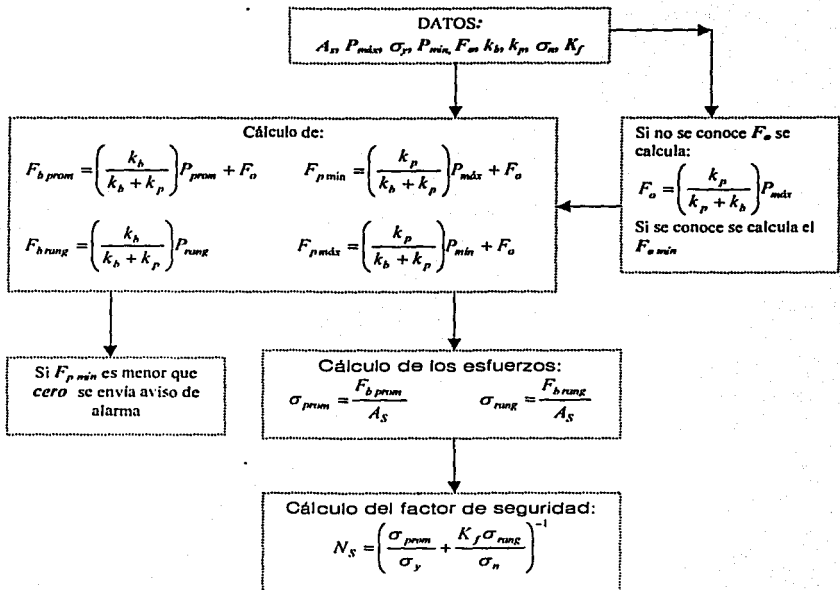


Figura 2.1.3 Diagrama de flujo Caso No.3 Pernos

Básicamente las incógnitas a resolver son la fuerza mínima de apriete y el factor de seguridad del perno.

- 1) Se conocen todos los datos del perno y de los elementos que se pretende unir así como las cargas mínimas y máximas sobre el perno y la fuerza inicial de apriete.
- 2) En caso de no conocerse la fuerza inicial de apriete se calcula la mínima necesaria y se utiliza para los demás cálculos.
- 3) Se encuentran las fuerzas promedio y de rango del perno y las fuerzas mínima y máxima de los elementos.
- 4) Se calculan los esfuerzos promedio y de rango del perno
- 5) Se encuentra el factor de seguridad

Este algoritmo probablemente sea el más útil pues se puede elegir de una gran variedad de pernos en catálogos o estándares hasta dar con el que se ajuste a los requerimientos de diseño y operación previstos.

2.1.4 CASO NO. 4 ÁREA DE ESFUERZO

Se define el área de esfuerzo de un perno, a partir del factor de seguridad. En este caso se alimentan datos del tornillo y de las piezas que deberán sujetarse, la particularidad consiste en que se fija el factor de seguridad que se requiere para el diseño. (Figura 2.1.4).

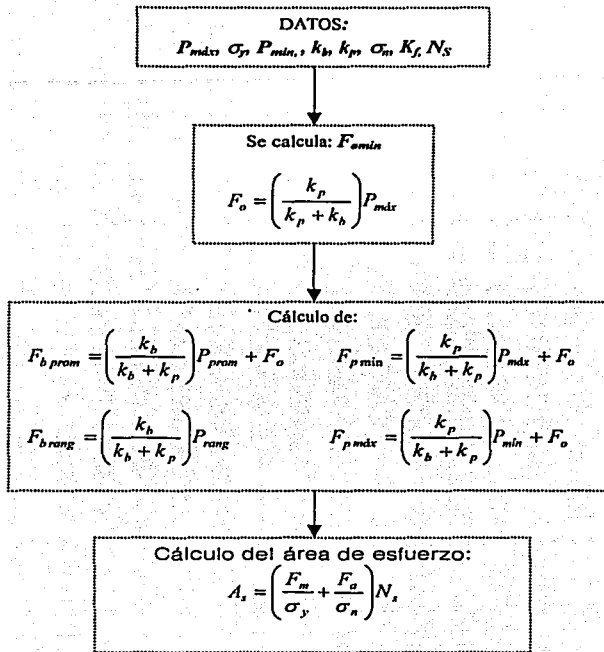


Figura 2.1.4 Diagrama de flujo Caso No.4 Pernos

- 1) Se conocen los datos del perno referentes al material principalmente las constantes elásticas del perno y piezas a sujetar. Especificar el factor de seguridad requerido.
- 2) Se calcula la fuerza mínima de apriete.
- 3) Se encuentran las fuerzas promedio y de rango del perno.
- 4) Cálculo de las fuerzas de compresión mínima y máxima en los elementos.
- 5) Se calcula un área de esfuerzo.
- 6) Se busca un área de esfuerzo próxima en estándares de pernos.

A partir del dato obtenido en el paso 6, se puede comprobar con el uso de alguno de los otros casos que resuelven tornillos, la factibilidad en el uso del perno elegido al comparar los valores del factor de seguridad.

2.2 DISEÑO DE TORNILLOS DE POTENCIA

En el apartado para los tornillos de potencia se desarrollan tres algoritmos que se pueden utilizar como complementarios uno del otro o de forma independiente, a consideración del diseñador que los utilice. Se presenta la descripción de la lógica de cada problema.

2.2.1 CASO NO. 1 CÁLCULO DEL PAR NECESARIO PARA DESPLAZAR UNA CARGA ESPECIFICA.

En este caso se conocen el valor de la carga que debe ser soportada por el tornillo de potencia y todas las características del tornillo. (Figura 2.2.1)

- 1) Se deben alimentar los siguientes datos: radio de paso, radio de collar los coeficientes de fricción de las roscas y el collar, número de roscas del tornillo, hilos de la tuerca y profundidad de la rosca.
- 2) Se conoce el valor de la carga que se pretende aplicar al tornillo. Se calcula el ángulo de la hélice y el ángulo normal de la carga sobre la rosca.
- 3) Se calcula el par que será necesario aplicar al tornillo para soportar la carga.
- 4) Se calcula el par necesario para bajar la carga en caso de que se requiera, pero el objetivo principal de este CÁLCULO es conocer si es necesario aplicar un par constante al tornillo para que la carga no desplace al tornillo.
- 5) Se verifica condición de irreversibilidad del tornillo con los datos obtenidos en el apartado 4 y 5. Con esto podremos predecir si la carga desplaza por sí sola al tornillo y lo hace reversible. Condición que por lo común se pretende evitar.
- 6) Se calcula la eficiencia del tornillo de potencia.
- 7) Se calcula la presión media de contacto en la rosca.

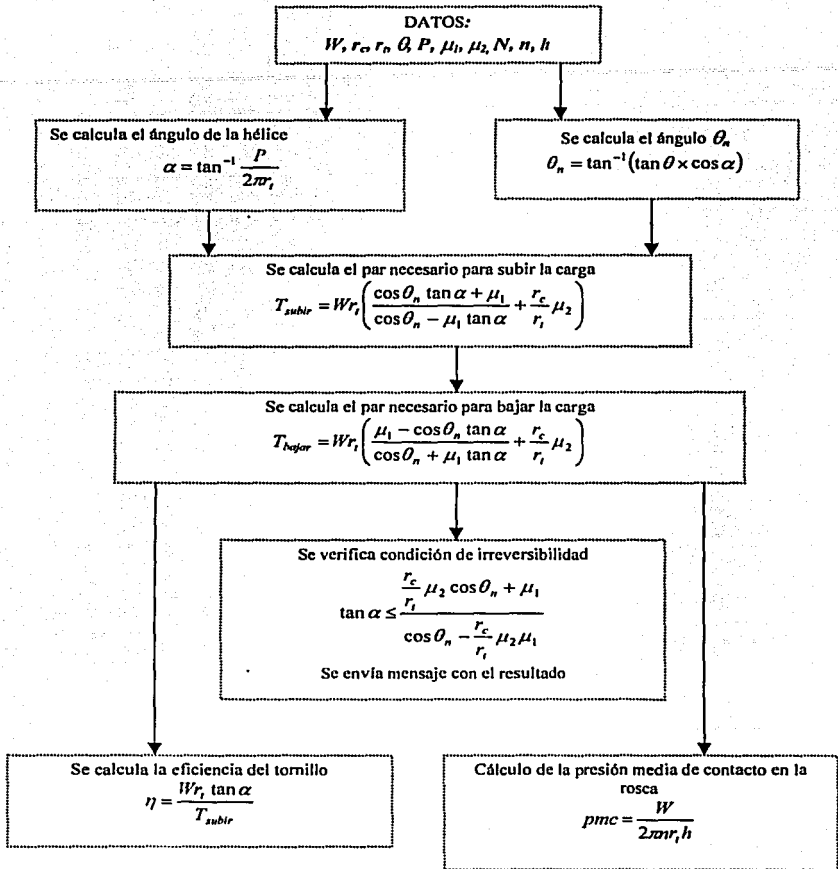


Figura 2.2.1 Diagrama de flujo Caso No.1 Tornillos de Potencia

En este caso se puede diseñar el tornillo modificando las variables tales como tipo de rosca, número de roscas, paso, coeficientes de fricción etc. Debido a esto se presentan gran número de posibilidades para encontrar el tornillo que satisfaga las necesidades de trabajo planteadas como base del diseño.

2.2.2 CASO NO. 2 CÁLCULO DE LA CARGA MÁXIMA QUE PUEDE DESPLAZARSE CON UN PAR ESPECÍFICO

En el Caso No. 2 para tornillos de potencia (Figura 2.2.2) se requiere conocer las características del material del tornillo, los coeficientes de fricción de la rosca y del collar definir variables como radio de paso y tipo de rosca, en este caso se conoce el par aplicado al tornillo lo que deja como incógnita la carga que se puede soportar o mover con este tornillo.

- 1) Se debe conocer radio de paso, radio de collar, sus respectivos coeficientes de fricción, el paso, número de hilos de la rosca y profundidad media de la rosca.
- 2) Se conoce el Par que se aplicara al tornillo.
- 3) Se calcula el ángulo de la hélice y el ángulo de la carga aplicada a la cuerda.
- 4) Se calcula la carga máxima que soporta el tornillo al aplicar el par que se tiene definido.
- 5) Se calcula el par necesario para bajar la carga como dato para verificar la irreversibilidad del tornillo.
- 6) Se verifica condición de irreversibilidad del tornillo con los datos que se encontraron anteriormente.
- 7) Se calcula la eficiencia del tornillo de potencia.

Existen aplicaciones donde se tiene algún elemento que aplica un par constante al tornillo, con este "Caso" se puede buscar el tornillo que satisfaga las necesidades y requerimientos del diseño de un elemento con esas características.

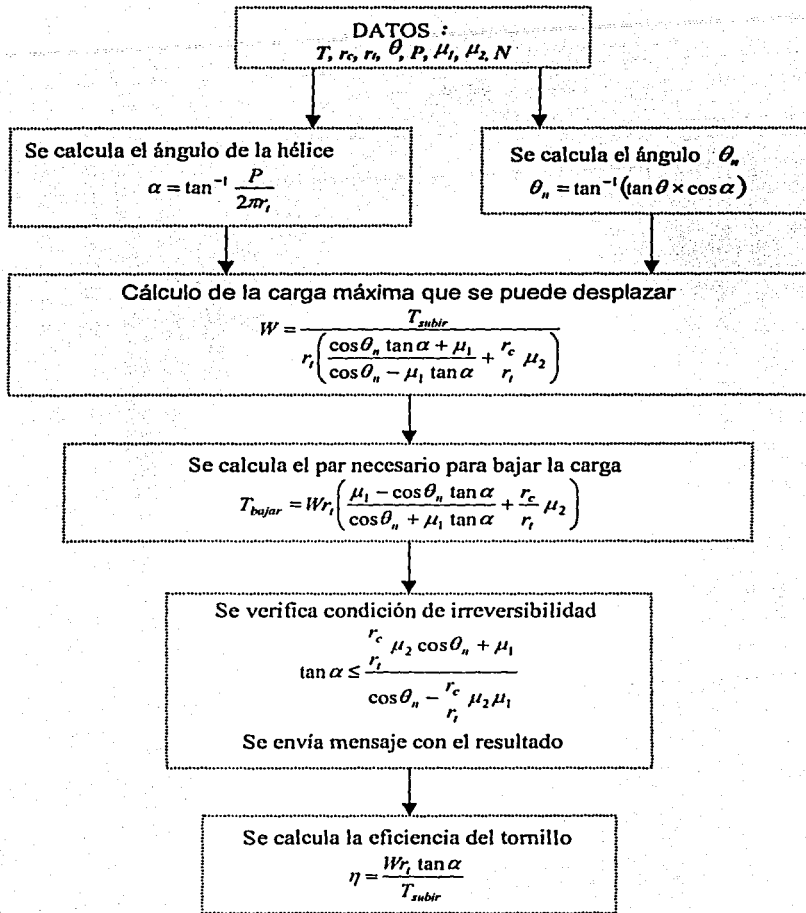


Figura 2.2.2 Diagrama de flujo Caso No.2 Tornillos de Potencia

2.2.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DEL PAR PARA PRODUCIR LA FUERZA DE APRIETE REQUERIDA

- 1) Se deben conocer las características del tornillo así como los coeficientes de fricción de la rosca y del collar y se conoce la magnitud de la fuerza de apriete requerida (Figura 2.2.3).
- 2) Se deben alimentar datos como la fuerza de apriete que se requiere. Radio de collar o radio medio de contacto, radio de paso, número de roscas y coeficientes de fricción.
- 3) Se calcula el ángulo de la hélice.
- 4) Se obtiene el par de apriete requerido para obtener esa fuerza de contacto.

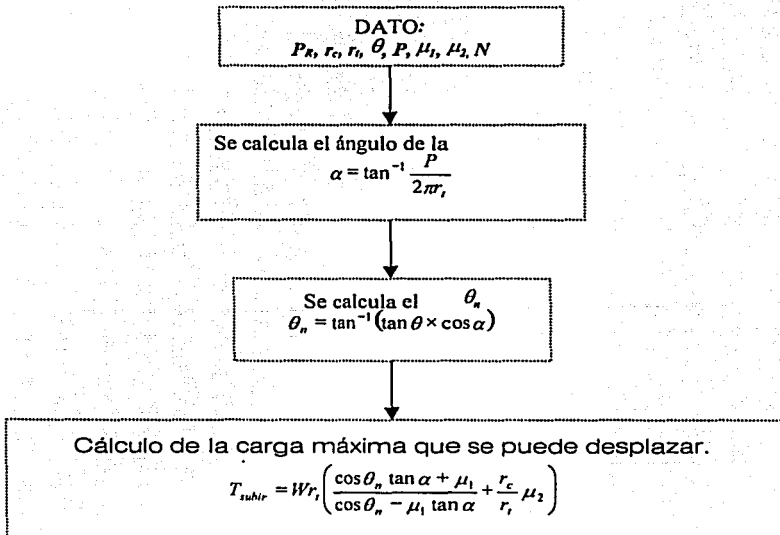


Figura 2.2.3 Diagrama de flujo Caso No.3 Tornillos de Potencia

Este algoritmo de solución no solo se aplica a los tornillos de potencia se aplica también en el caso de pernos, para conocer el par que será necesario aplicar para obtener la fuerza de apriete que se ha identificado aquí como F_o .

Es por eso que el radio de collar se convierte o sustituye por el radio medio de contacto entre la tuerca o la cabeza del tornillo y el elemento que debe mantenerse unido.

2.3 DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES

En lo que respecta al diseño de resortes helicoidales se presentan cuatro casos que abarcan resortes helicoidales a compresión, de alambre redondo y alambre rectangular. En todos los casos se consideran resortes a compresión.

Estos casos se pueden utilizar para la solución de problemas relacionados con resortes que trabajen a tensión, referentes a los esfuerzos que se producen en los puntos donde se dobla el alambre y en la capacidad y los factores de seguridad del diseño.

2.3.1 CASO NO. 1 DISEÑO DE UN RESORTE A PARTIR DE LA MÁXIMA CARGA ESTÁTICA PREVISIBLE.

Se deben definir datos relativos al material del resorte, así como algunos datos referentes a las características físicas del resorte. El diagrama de flujo se ilustra en la Figura 2.3.1

- 1) Se deben dar como datos de entrada la magnitud de la carga que soportara el resorte, el radio de espira, el diámetro del alambre, la deflexión esperada del resorte, el modulo de elasticidad a torsión y el número de espiras inactivas.
- 2) Como primer cálculo se encuentra el índice del resorte, no es recomendable para ningún caso que esta variable fundamental de los resortes tenga un valor menor de 3.
- 3) Se calcula el coeficiente de Wahl.
- 4) Se calcula el esfuerzo cortante máximo que sufrirán las espiras activas del resorte dado que es un resorte que trabaja a compresión.
- 5) Se encuentra el número de espiras activas del resorte.
- 6) Se calcula el volumen del material que será utilizado para construir el resorte.
- 7) Cálculo de la constante del resorte.

Este caso ayuda en la solución del problema que se presenta cuando se desea encontrar un resorte que sea adecuado para soportar una carga estática específica, el algoritmo permite variar los valores de parámetros tales como el diámetro del alambre o el diámetro de las espiras e incluso el tipo de material del resorte.

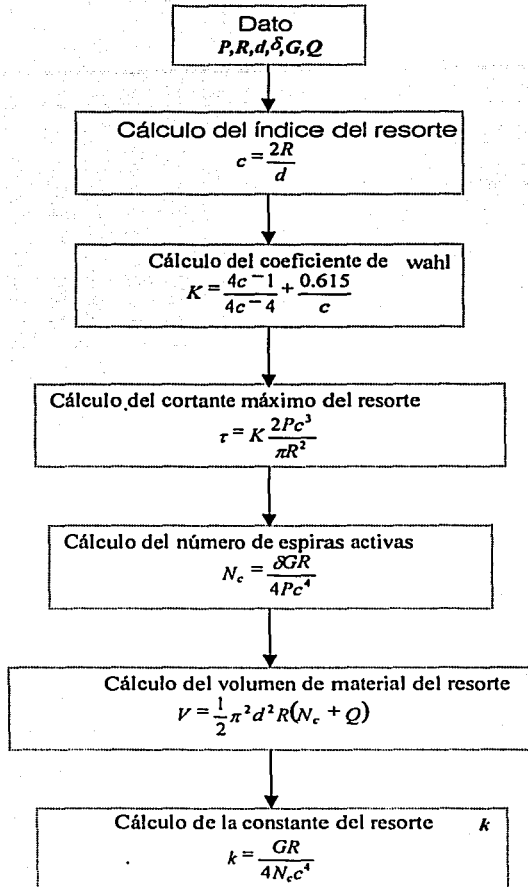


Figura 2.3.1 Diagrama de flujo Caso No.1 Resortes

2.3.2 CASO NO.2 CÁLCULO DE UN RESORTE DE MÍNIMO VOLUMEN DE MATERIAL PARA UNA CARGA ESTÁTICA.

Se debe conocer el valor de la carga estática que se aplicara al resorte, a partir de ese y otros datos inherentes al tipo de material del resorte se calcula una constante experimental a través de la cual se puede conocer un índice experimental del resorte que sirve como base para definir un resorte de máxima eficiencia. En la Figura 2.3.2 se ilustra el diagrama de flujo del algoritmo que apoya la solución de este caso.

- 1) Se deben dar como datos de entrada la carga estática que se aplicara al resorte, la deflexión del resorte, el esfuerzo cortante máximo que deben soportar las espiras activas, el modulo de elasticidad a la torsión y el número de espiras inactivas.
- 2) Se calcula una constante experimental a partir de los datos anteriores, del valor de esta constante se acude a una tabla donde se localiza el valor correspondiente del índice de resorte.
- 3) Se calcula el coeficiente de Wahl con el índice del resorte encontrado en el paso anterior.
- 4) Se calcula un diámetro de alambre para el resorte.
- 5) A partir del resultado anterior se debe localizar un diámetro de alambre existente en tablas de estándares o normas de resortes comerciales.
- 6) El diámetro elegido de tablas en el paso anterior se alimenta en al algoritmo y este dato será el que se use para realizar los cálculos posteriores.
- 7) Se calcula un índice de resorte corregido con el valor del diámetro obtenido del paso 6.
- 8) Se calcula el radio de las espiras del resorte.
- 9) Cálculo del número de espiras activas del resorte.
- 10) Cálculo del volumen mínimo del material necesario para la fabricación del resorte

Basados en datos experimentales se puede afirmar que el resorte obtenido a través de este caso, es el resorte de mayor eficiencia que se puede encontrar en cuanto al volumen de material utilizado en su manufactura.

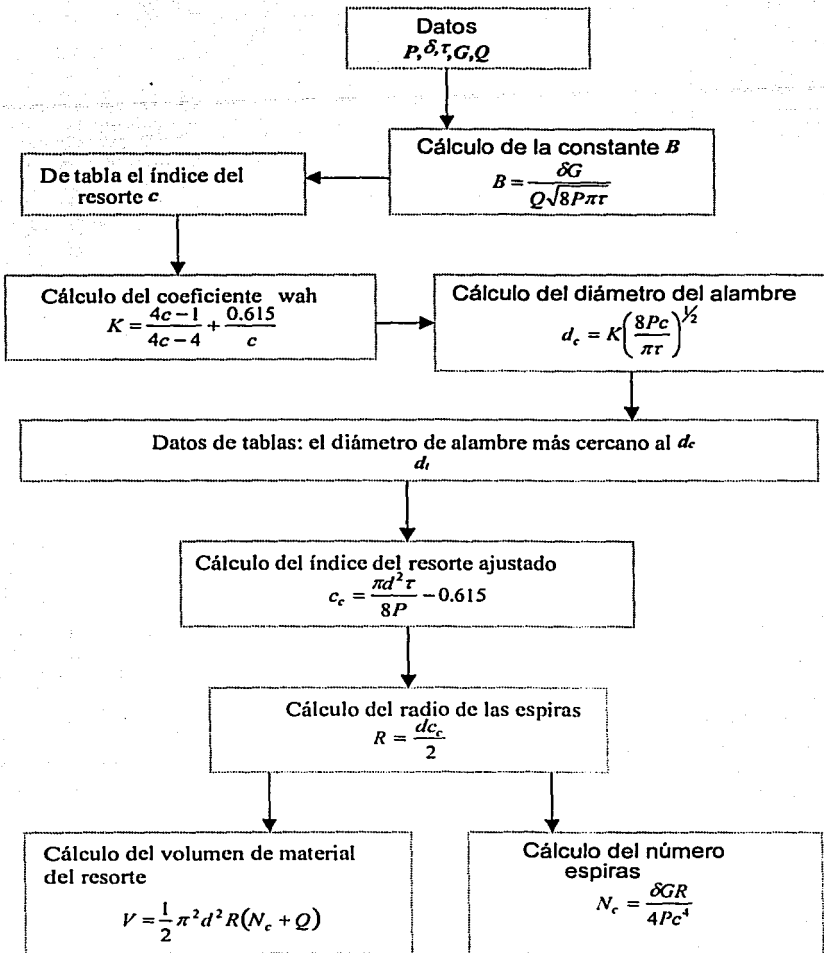


Figura 2.3.2 Diagrama de flujo Caso No.2 Resortes

2.3.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DE LAS CARGAS MÁXIMA Y MÍNIMA FIJANDO EL FACTOR DE SEGURIDAD.

En este caso a partir de establecer el valor del Factor de seguridad que se requiere para satisfacer las condiciones de diseño del resorte, del diámetro de alambre, el índice del resorte y las características del material del alambre del resorte y fijando el valor de la carga promedio que se pretende aplicar al resorte, se aplica este algoritmo (Figura 2.3.3) para diseñar un resorte que soporte variación en las magnitudes de las cargas, para lo cual se calculan los valores de las cargas máxima y mínima que el resorte puede resistir.

- 1) Se deben alimentar valores del diámetro del alambre del resorte, el índice del resorte, los valores del esfuerzo último de tensión del material así como los valores de los cortantes máximos de fluencia y de fatiga. Otro parámetro importante es el factor de seguridad que queremos aplicarle al diseño del resorte.
- 2) Se calcula el radio de las espiras.
- 3) Se calcula el factor de concentración de esfuerzos por curvatura de Wahl.
- 4) Se calcula el factor de esfuerzos para cortante transversal en las espiras del resorte.
- 5) Se calcula el esfuerzo cortante promedio que soportan las espiras del resorte.
- 6) Cálculo del rango de variación de la magnitud del esfuerzo cortante entre los valores máximo y mínimo.
- 7) Se calcula el valor del rango de variación de la carga aplicada al resorte.
- 8) Se encuentra el valor de las cargas máxima y mínima que pueden ser aplicadas al resorte.

En este caso se pueden variar los datos de entrada para diseñar un resorte que cumpla con los requerimientos de seguridad que sean necesarios y predecir las variaciones de carga que el resorte puede soportar así como la amplitud del rango de variación.

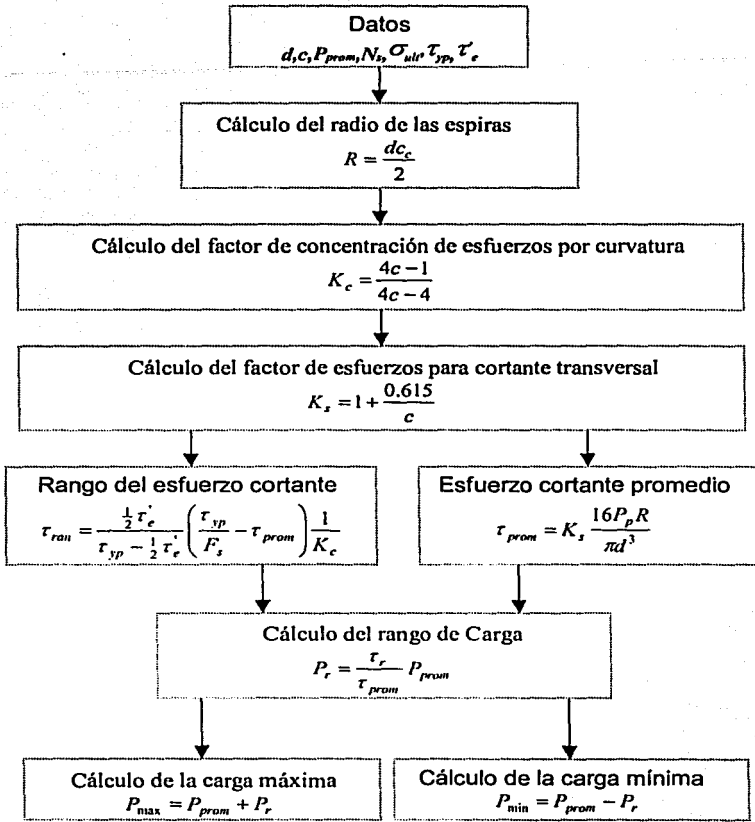


Figura 2.3.3 Diagrama de flujo Caso No.3 Resortes

2.3.4 CASO NO. 4 CÁLCULO DEL ESFUERZO CORTANTE TOTAL DE UN RESORTE DE ALAMBRE RECTANGULAR.

Para este algoritmo (Figura 2.3.4) se deben conocer las características físicas del resorte para obtener tres constantes experimentales para alambres de sección rectangular. Se debe fijar la carga que debe soportar el resorte.

- 1) Se alimentan los datos de: Carga por aplicar al resorte, radio de las espiras, ancho y espesor del alambre, factor de seguridad para el resorte y las tres constantes para torsión de secciones rectangulares así como el módulo de elasticidad para cortante.
- 2) Se calcula el valor del cortante máximo en el punto A1.
- 3) Se calcula el valor del cortante máximo en el punto A2.
- 4) Se calcula la deflexión del resorte.

Este caso puede ser usado para un resorte de sección rectangular con cargas fluctuantes, entonces el valor de la carga que se usa como dato será el valor promedio y los esfuerzos calculados también serán esfuerzos promedio y hay que utilizar el "Caso No. 3" para obtener los esfuerzos máximo y mínimo. Solo hay que hacer una consideración, en lugar de alimentar el diámetro del alambre se sustituye por el valor de cl para el "Tipo a" y por b para el "Tipo b".

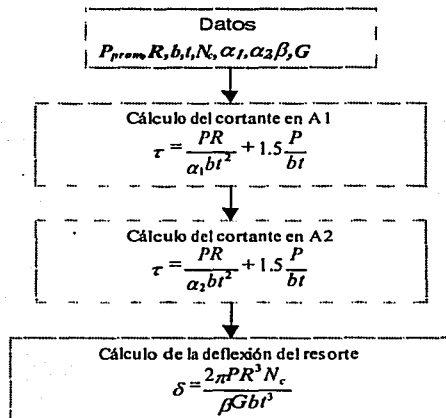


Figura 2.3.4 Diagrama de flujo Caso No.4 Resortes

2.4 ENGRANES

En esta sección se explica paso a paso el proceso que sigue el programa para lograr el cálculo. El caso de estudio que aquí se muestra se ejemplifica es el más común para un diseñador, este es el que se requiere determinar si es que alguno de los engranes que se está diseñando por sufrirá alguna falla por algún esfuerzo, contacto ó flexión, para los casos de los engranes rectos ó helicoidales. Así mismo, cada caso se encuentran en Sistema internacional de medidas y en Sistema inglés.

Se deben tener estas consideraciones antes de comenzar a introducir datos:

1. Ninguno de los dientes está dañado.
2. La razón de contacto transversal está entre 1 y 2.
3. No existe interferencia entre las puntas de los dientes y los filetes de la raíz y no hay rebaje de los dientes arriba del inicio teórico del perfil activo del diente.
4. Los dientes no son puntiagudos.
5. El huelgo es nulo.
6. Los filetes de las raíces son estándar, tersos y producidos por un proceso de generación.

2.4.1 CASO NO. 1 CÁLCULO DE ENGRANES RECTOS POR FLEXIÓN SISTEMA INGLÉS

- 1) Se introducen las siguientes las variables y datos generales y particulares para cada engrane.
- 2) Se calcula las incógnitas A y B para resolver la ecuación del factor dinámico.
- 3) Se calcula como siguiente la velocidad dinámica.
- 4) El factor de dinámico para la fórmula de Lewis modificado.
- 5) El factor de sobrecarga es calculado ó se puede introducir de la tabla.
- 6) Se calcula el esfuerzo admisible por Lewis, esto como referencia.
- 7) El esfuerzo a flexión por Lewis modificado, Estas 2 últimas ecuaciones son como referencia para el cálculo del esfuerzo flexión con la formula de la AGMA. Esto nos da una más clara idea, que la fórmula de Lewis, es de referencia cuando se requiere un cálculo mas preciso.
- 8) Se calcula el esfuerzo admisible.
- 9) Se compara con el de flexión. El admisible siempre tiene que ser mayor o igual al de flexión en caso contrario fallará(n) el (los) engrane(s).

Datos:
 ϕ , P, tipo de engrane, F, W_t , V_t , S_F , K_o , Q_v , K_s , K_B ,
 Y_N , K_T , K_R , $N_{P,E}$, Material_{P,E}, grado_{P,E}, $\sigma_{P,E}$, $J_{P,E}$

$$A = 50 + 56(1.0 - B)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{3/5}$$

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^8$$

$$V_{mdr} = [A + (Q_v - 3)]^2$$

$$K_v = \frac{1200}{1200 + V_t}$$

$$K_M$$

$$\sigma = \frac{W_t P}{F Y}$$

$$\sigma = \frac{W_t P_d}{K_v F J}$$

$$\sigma_{Flex} = \left(\frac{W_t K_s}{K_v} \frac{P_d K_s K_m}{F J} \right)$$

$$\sigma_{Flex} \leq \sigma_{adm} = \frac{S_t K_L}{S_F K_T K_R}$$

Falla ó Es seguro

Figura 2.4.1 Cálculo de engranes rectos a flexión en Sistema Inglés.

2.4.2 CASO NO. 2 CÁLCULO DE ENGRANES RECTOS POR FLEXIÓN EN SISTEMA INGLÉS

- 1) Se introducen las siguientes las variables y datos generales y particulares para cada engrane.
- 2) Se calcula las incógnitas A y B para resolver la ecuación del factor dinámico.
- 3) Se calcula como siguiente la velocidad dinámica.
- 4) El factor de dinámico para la fórmula de Lewis modificado.
- 5) El factor de sobrecarga es calculado ó se puede introducir de la tabla.
- 6) Se calcula el esfuerzo admisible por Lewis, esto como referencia.
- 7) El esfuerzo a flexión por Lewis modificado, Estas 2 últimas ecuaciones son como referencia para el cálculo del esfuerzo flexión con la formula de la AGMA. Esto nos da una más clara idea, que la fórmula de Lewis, es de referencia cuando se requiere un cálculo mas preciso.
- 8) Se calcula el esfuerzo admisible.
- 9) Se compara con el de flexión. El admisible siempre tiene que ser mayor o igual al de flexión en caso contrario fallará(n) el (los) engrane(s).

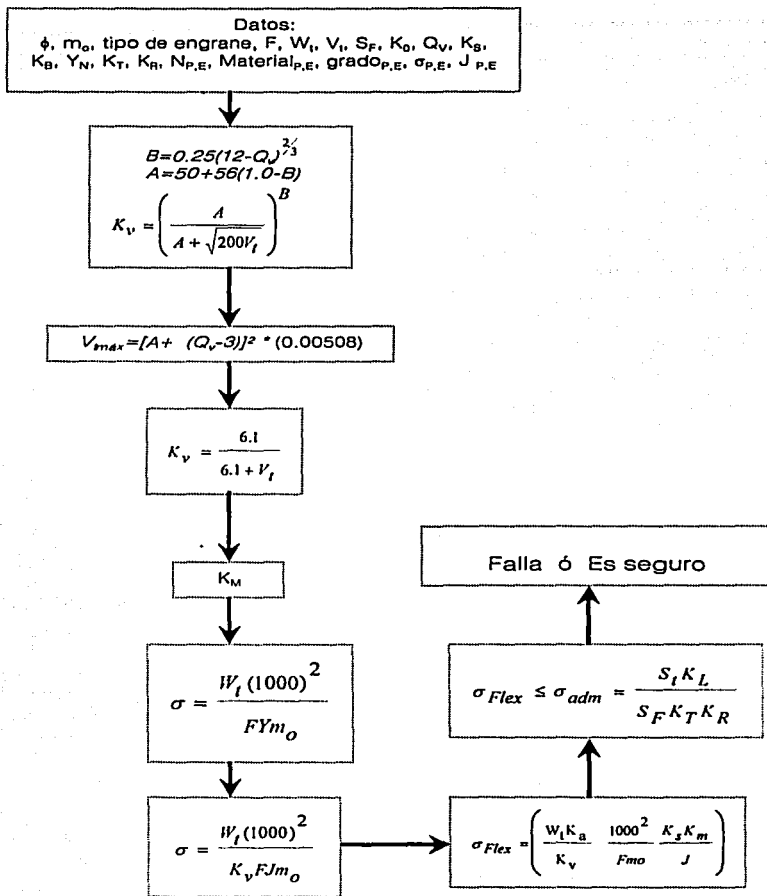


Figura 2.4.2 Cálculo de Engranes Rectos a Flexión Sistema Ingles

2.4.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DE ENGRANES RECTOS POR CONTACTO EN SISTEMA INGLÉS

- 1) Se introducen las siguientes las variables y datos generales y particulares para cada engrane.
- 2) Se calcula el diámetro de paso de cada engrane.
- 3) Se calcula el factor geométrico "I" para los engranes.
- 4) Se calcula el coeficiente plástico.
- 5) El factor de dureza se calcula automáticamente ó se puede cambiar por el usuario.
- 6) El factor dinámico es calculado.
- 7) Se calcula el factor de distribución de carga ó se puede poner uno por el usuario.
- 8) Se calcula el esfuerzo admisible.
- 9) El esfuerzo de contacto se compara con el esfuerzo admisible. Este último debe ser mayor o igual que el esfuerzo contacto en caso contrario fallará(n) por contacto el (los) engrane(s).

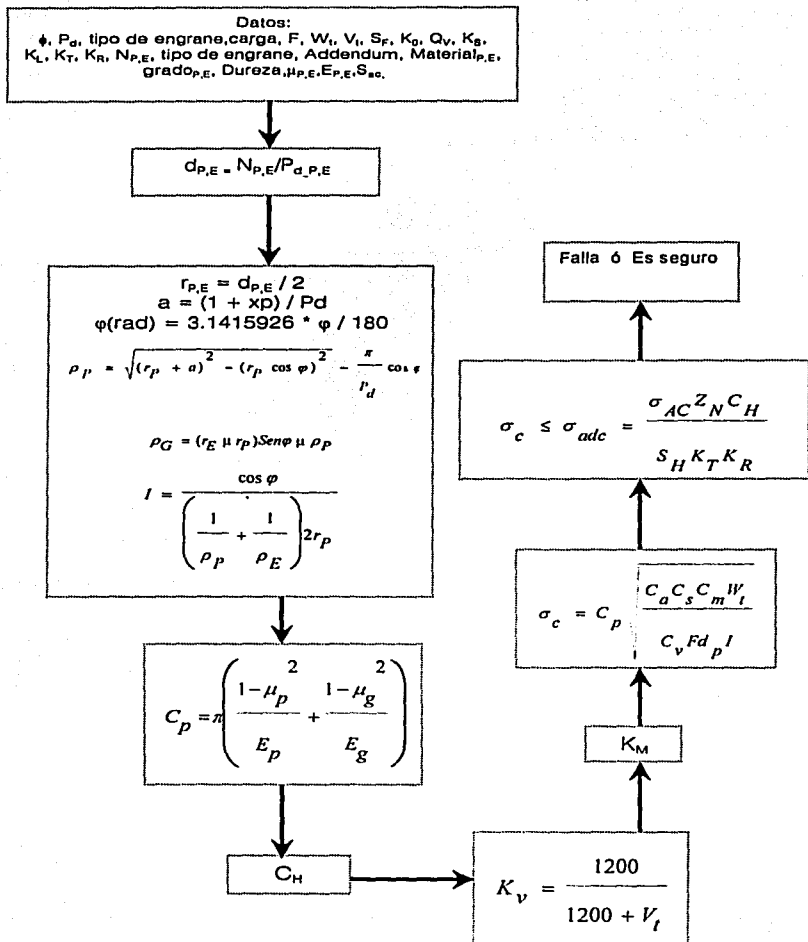


Figura 2.4.3 Cálculo de Engranés Rectos por Contacto Sistema Inglés

2.4.4 CASO NO. 4 CÁLCULO DE ENGRANES RECTOS POR CONTACTO EN SISTEMA INGLÉS

- 1) Se introducen las siguientes las variables y datos generales y particulares para cada engrane.
- 2) Se calcula el diámetro de paso de cada engrane.
- 3) Se calcula el factor geométrico "I" para los engranes.
- 4) Se calcula el coeficiente plástico.
- 5) El factor de dureza se calcula automáticamente ó se puede cambiar por el usuario.
- 6) El factor dinámico es calculado.
- 7) Se calcula el factor de distribución de carga ó se puede poner uno por el usuario.
- 8) Se calcula el esfuerzo admisible.
- 9) El esfuerzo de contacto se compara con el esfuerzo admisible. Este último debe ser mayor o igual que el esfuerzo contacto en caso contrario fallará(n) por contacto el(los) engrane(s).

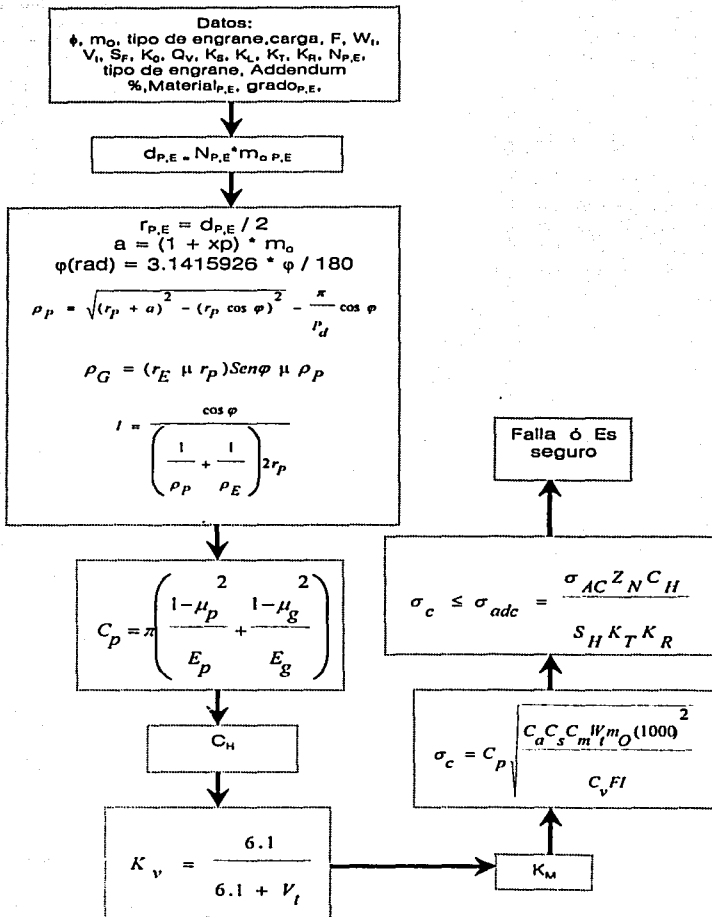


Figura 2.4.4 Cálculo de Engranes Rectos por Contacto en Sistema Inglés

2.4.5 CASO NO. 5 CÁLCULO DE ENGRANES HELICOIDALES POR FLEXIÓN SISTEMA INGLÉS

- 1) Se introducen las siguientes las variables y datos generales y particulares para cada engrane.
- 2) Se calcula las incógnitas A y B para resolver la ecuación del factor dinámico.
- 3) Se calcula como siguiente la velocidad dinámica.
- 4) El factor de dinámico para la fórmula de Lewis modificado.
- 5) El factor de sobrecarga es calculado ó se puede introducir de la tabla.
- 6) Se calcula el esfuerzo admisible por Lewis, esto como referencia.
- 7) El esfuerzo a flexión por Lewis modificado, Estas 2 últimas ecuaciones son como referencia para el cálculo del esfuerzo flexión con la formula de la AGMA. Esto nos da una más clara idea, que la fórmula de Lewis, es de referencia cuando se requiere un cálculo mas preciso.
- 8) Se calcula el esfuerzo admisible.
- 9) Se compara con el de flexión. El admisible siempre tiene que ser mayor o igual al de flexión en caso contrario fallará(n) el (los) engrane(s).

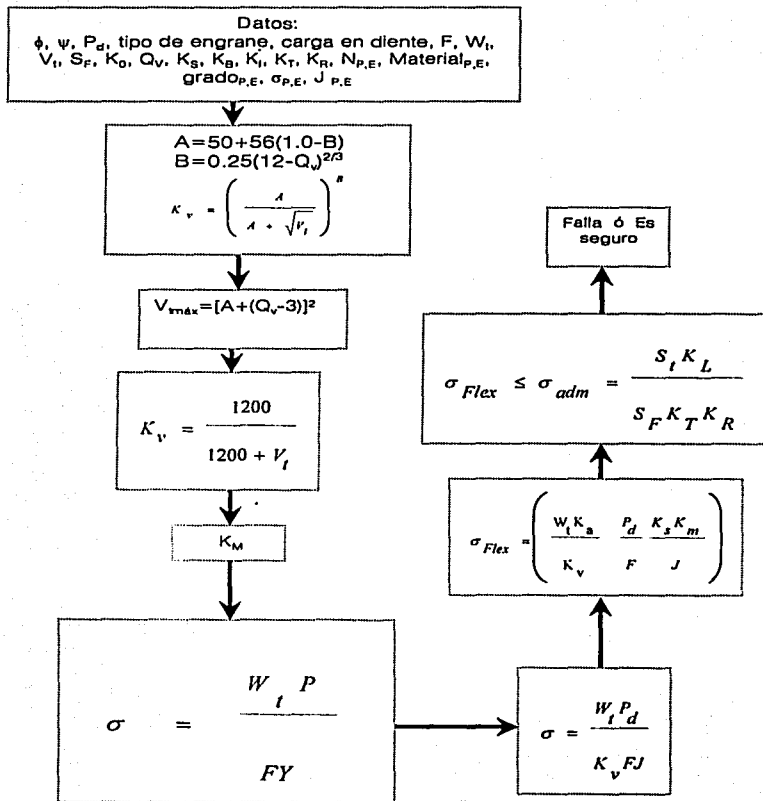


Figura 2.4.5 Cálculo de Engranajes Helicoidales a Flexión Sistema Inglés

2.4.6 CASO NO. 6 CÁLCULO DE ENGRANES HELICOIDALES POR FLEXIÓN EN SISTEMA INGLÉS

- 1) Se introducen las siguientes las variables y datos generales y particulares para cada engrane.
- 2) Se calcula las incógnitas A y B para resolver la ecuación del factor dinámico.
- 3) Se calcula como siguiente la velocidad dinámica.
- 4) El factor de dinámico para la fórmula de Lewis modificado.
- 5) El factor de sobrecarga es calculado ó se puede introducir de la tabla.
- 6) Se calcula el esfuerzo admisible por Lewis, esto como referencia.
- 7) El esfuerzo a flexión por Lewis modificado, Estas 2 últimas ecuaciones son como referencia para el cálculo del esfuerzo flexión con la formula de la AGMA. Esto nos da una más clara idea, que la fórmula de Lewis, es de referencia cuando se requiere un cálculo mas preciso.
- 8) Se calcula el esfuerzo admisible.
- 9) Se compara con el de flexión. El admisible siempre tiene que ser mayor o igual al de flexión en caso contrario fallará(n) el (los) engrane(s).

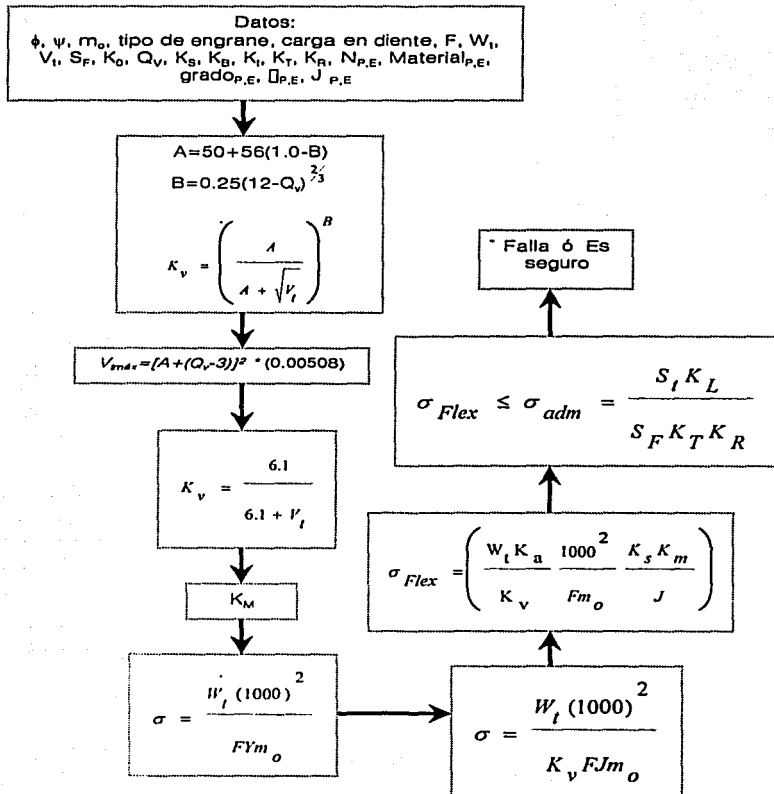


Figura 2.4.6 Cálculo de Engranés Helicoidales a Flexión en Sistema Inglés

2.4.7 CASO NO. 7 CÁLCULO DE ENGRANES HELICOIDALES POR CONTACTO EN SISTEMA INGLÉS

- 1) Se introducen las siguientes las variables y datos generales y particulares para cada engrane.
- 2) Se calcula el diámetro de paso de cada engrane.
- 3) Se calcula el factor geométrico "I" para los engranes.
- 4) Se calcula el coeficiente plástico.
- 5) El factor de dureza se calcula automáticamente ó se puede cambiar por el usuario.
- 6) El factor dinámico es calculado.
- 7) Se calcula el factor de distribución de carga ó se puede poner uno por el usuario
- 8) Se calcula el esfuerzo admisible.
- 9) El esfuerzo de contacto se compara con el esfuerzo admisible. Este último debe ser mayor o igual que el esfuerzo contacto en caso contrario fallará(n) por contacto el (los) engrane(s).

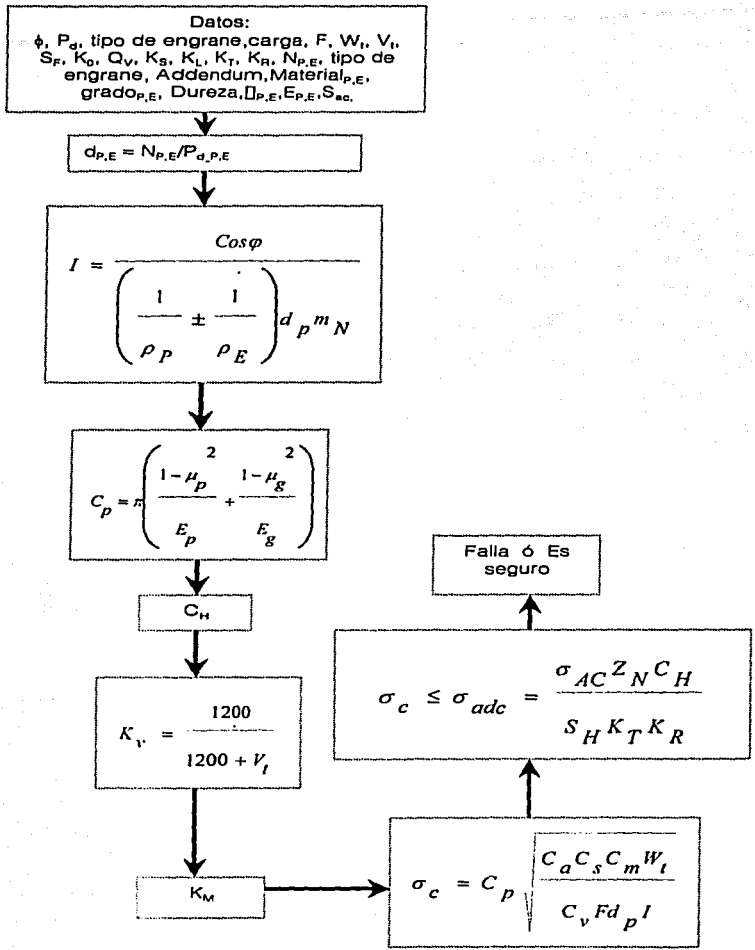


Figura 2.4.7 Cálculo de Engranés Helicoidales por Contacto Sistema Inglés

2.4.8 CASO NO. 8 CÁLCULO DE ENGRANES HELICOIDALES POR CONTACTO EN SISTEMA INGLÉS

- 1) Se introducen las siguientes las variables y datos generales y particulares para cada engrane.
- 2) Se calcula el diámetro de paso de cada engrane.
- 3) Se calcula el factor geométrico "I" para los engranes.
- 4) Se calcula el coeficiente plástico.
- 5) El factor de dureza se calcula automáticamente ó se puede cambiar por el usuario.
- 6) El factor dinámico es calculado.
- 7) Se calcula el factor de distribución de carga ó se puede poner uno por el usuario.
- 8) Se calcula el esfuerzo admisible.
- 9) El esfuerzo de contacto se compara con el esfuerzo admisible. Este último debe ser mayor o igual que el esfuerzo contacto en caso contrario fallará(n) por contacto el (los) engrane(s).

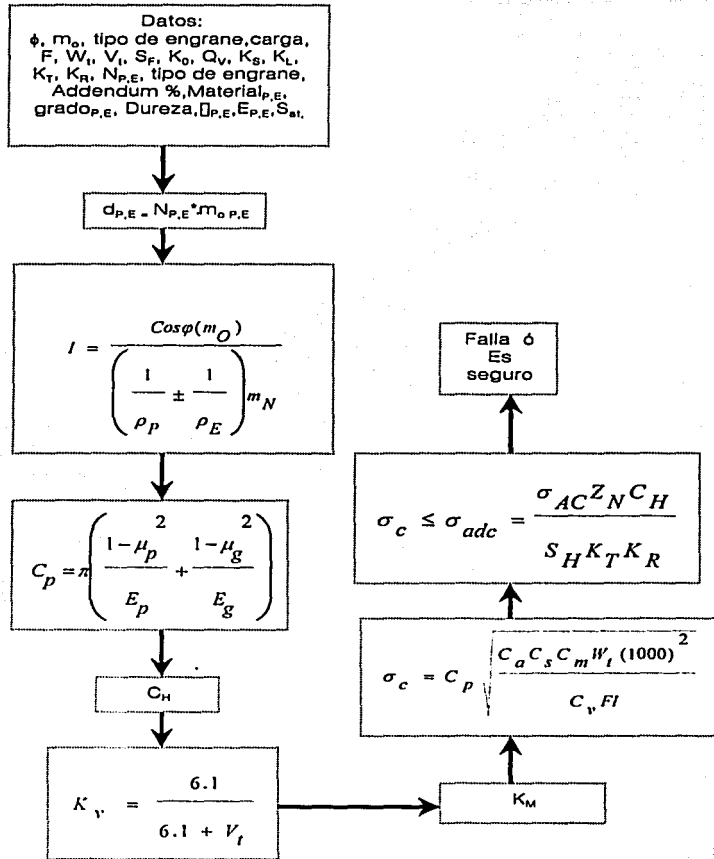


Figura 2.4.8 Cálculo de Engranés Helicoidales por Contacto en Sistema Inglés

2.5 TRANSMISIÓN DE BANDAS

En el caso de transmisión de bandas se muestran tres casos uno de banda trapecial o en "V", uno de banda plana y uno de banda plana cruzada.

2.5.1 CASO NO. 1 BANDA TRAPECIAL O EN "V"

En este caso se tiene un motor eléctrico, que se utilizará para impulsar un elemento, que puede ser una bomba, se tiene una distancia entre centros, existirá un límite de espacio, por lo que se indicará el diámetro de la polea impulsada.

Se desea obtener los diámetros de las poleas, el tamaño de la banda trapecial y el número de bandas a utilizar.

1. Se escoge un factor de servicio de sobrecarga K_s , en tablas de bandas trapeciales o "V" estándares, después se selecciona una banda de la sección que corresponda, en virtud de que la polea impulsada no debe exceder de cierta medida, el siguiente tamaño normal más pequeño, se selecciona en forma tentativa, la misma decisión se hará con la distancia entre centros, se selecciona también tentativamente.
2. Como la bomba operará varias horas al día, se selecciona un factor de servicio; con lo que se diseña la potencia del elemento.
3. Se calcula la potencia de diseño del motor, multiplicando la fase de partida por el factor de servicio.
4. Se calcula el diámetro de la polea faltante, multiplicando el diámetro mayor por la división de r.p.m. del motor por las que se pretende que gire el elemento.
5. Se halla la longitud efectiva o de paso utilizando los diámetros de las poleas y la distancia que hay entre centros.
6. Se calcula la velocidad de desplazamiento de la banda, y en tablas realizando una interpolación, se halla la potencia nominal, con apoyo de estos datos se calcula el factor de corrección.
7. Se calculan los ángulos de contacto de las poleas.
8. Se calcula la potencia corregida, multiplicando factor de corrección K_c por el factor de corrección por longitud de banda y por la potencia nominal.
9. Se halla el número de bandas.

Con este caso se puede determinar el tamaño de la banda trapecial o en "V", es importante señalar, que se debe de tener cuidado que para esta banda trapecial o en "V", en general, la distancia entre centros no debe ser mayor que 3 veces la suma de los diámetros de las poleas o menor que el diámetro de la polea mayor.

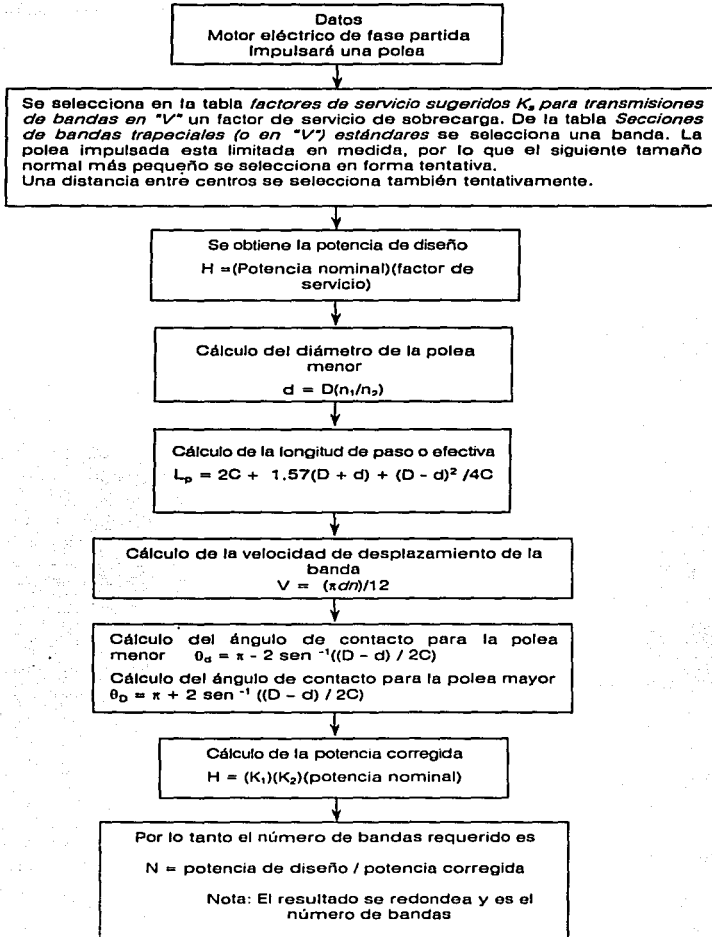


Figura 2.5.1 CASO No. 1 Diagrama de flujo de transmisión de banda trapecial o en "v"

2.5.2 CASO NO. 2 BANDA PLANA

En este caso se tiene un motor que gira a cierta velocidad, conduce a un elemento, utilizando una banda plana, los datos que se proporcionan son; los diámetros de las poleas conductora y conducida, respectivamente, la distancia entre centros, el material con que están hechas las poleas el peso de la banda y el coeficiente rozamiento.

Se desea obtener la capacidad de potencia de la banda.

- 1) Se calcula el ángulo de abrazamiento de la polea menor, con apoyo de los diámetros y de la distancia entre centros.
- 2) Se calcula el ángulo de abrazamiento de la polea mayor con apoyo de los diámetros y de la distancia entre centros.
- 3) Se calcula la velocidad de desplazamiento de la banda.
- 4) Se calcula la tensión tirante multiplicando el esfuerzo permisible el resultado de multiplicar grueso por ancho de la banda.
- 5) Se calcula el peso de la banda.
- 6) Se calcula la tensión, cuando el ancho y el espesor de la banda se conocen, aquí se utilizará el valor de la aceleración de la gravedad que es igual a 32.2 p/seg^2 , para la correa plana $\alpha = 180^\circ$ y el coeficiente de rozamiento entre la polea y la correa.
- 7) Calculando la capacidad de la potencia de la banda.

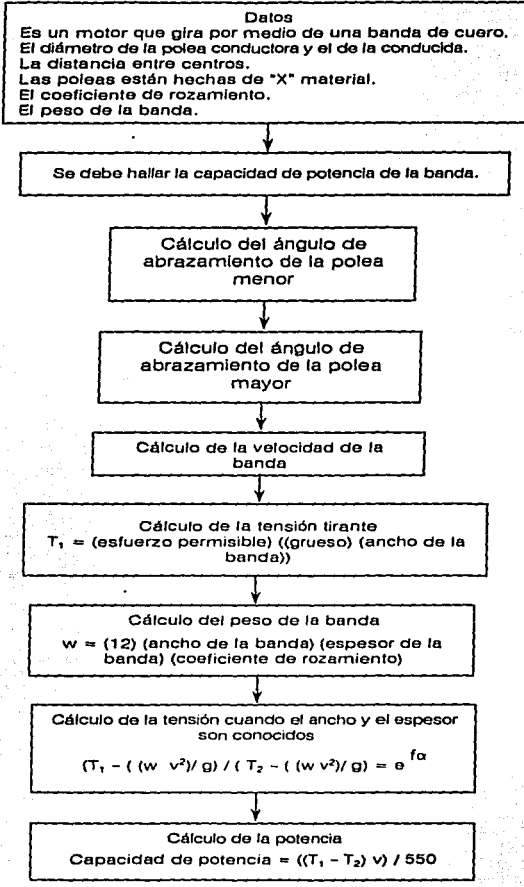


Figura 2.5.2 CASO No. 2 Diagrama de flujo de transmisión de banda plana

2.5.3 CASO NO. 3 TRANSMISIÓN DE BANDA PLANA CRUZADA

En este caso no. 3 se trata de que exista una transmisión por banda plana cruzada, los datos que se tendrán son; el diámetro de la polea menor, la distancia entre centros y la transmisión de velocidad, el tipo de material de que esta hecha la banda, el espesor, el coeficiente de rozamiento y el máximo esfuerzo permisible.

Se utiliza una banda plana de "X" material con "Y" de espesor, además de debe tomar en cuenta; coeficiente de rozamiento, el máximo esfuerzo permisible en la banda y su peso.

Se desea conocer el ancho que debe tener la banda

1. Se calculan el ángulo de abrazamiento de las poleas, ya que para banda cruzada, dichos ángulos tienen el mismo valor y la capacidad de potencia es la misma.
2. Se calcula la velocidad de la banda.
3. Se calcula el peso de la banda.
4. Se calcula el esfuerzo S_2 , si el espesor es dato, y se conoce el ancho de dicha banda. Además la "g" = aceleración de la gravedad = 32.2 p/seg^2 , f = coeficiente de rozamiento entre la polea y la banda y α = ángulo de abrazamiento de la banda.
5. Se calcula el área.
6. Se calcula el ancho de la banda.

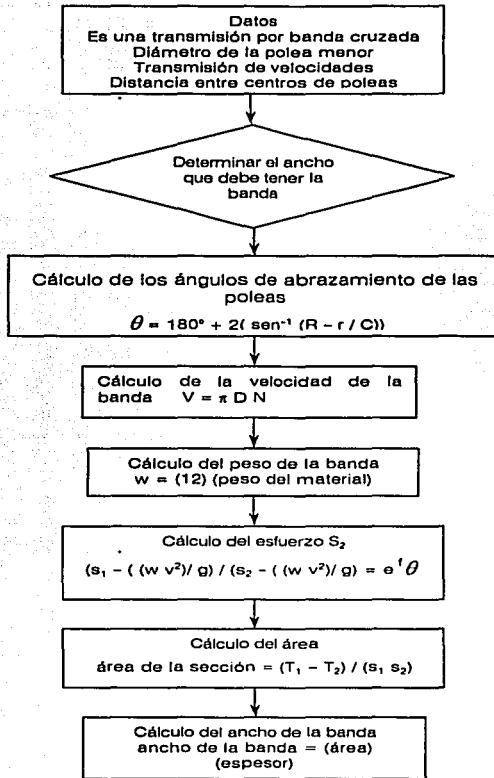


Figura 2.5.3 CASO No. 3 Diagrama de flujo de transmisión de banda plana cruzada

2.6 CADENAS DE RODILLOS.

Como las cadenas de rodillos proporcionan un método accesible, eficiente y sencillo para transmitir potencia, es necesario tener programas de computación que nos ayuden y faciliten los cálculos usuales que suelen presentarse en la práctica de la ingeniería mecánica; por lo que a continuación se presentan tres estudios de casos específicos aplicables a las cadenas de rodillos.

2.6.1 CASO NO. 1 CADENA DE RODILLOS

Este primer caso es el típico cuando tenemos como problema de seleccionar una cadena adecuada para nuestras específicas necesidades, generalmente se tiene la distancia entre dos ejes, la velocidad angular del eje motriz y la reducción de velocidad requerida, adicionalmente se considera el número de ramales; a partir de estos datos se calculan las características adecuadas de la cadena de rodillos.

Descripción del procedimiento de cálculo:

1. Se introducen los datos: velocidad angular, distancia entre centros de las ruedas dentadas, reducción de velocidad y el número de ramales.
2. Con la ecuación empírica para el cálculo del paso teórico se calcula P_1 .
3. Con el resultado de P_1 , se selecciona el paso normalizado P , en tablas si el valor de P_1 no coincide con ningún valor, seleccionar entonces el valor inmediato superior.
4. El número de cadena X , corresponde al paso normalizado P , se selecciona en tablas.
5. El número de dientes de la rueda motriz N_1 se selecciona de acuerdo al valor de la velocidad angular, si $n \leq 900$, entonces $12 \leq N_1 \leq 24$ si $n > 900$, entonces $N_1 \geq 25$
6. Con N_1 y la reducción de la velocidad M_w , se calcula el número de dientes de la rueda impulsada N_2 .
7. Con el paso P y el número de dientes de la rueda motriz N_1 , se calcula el diámetro de paso de la rueda motriz D_1 .
8. Con el paso P y el número de dientes de la rueda impulsada N_2 , se calcula el diámetro de paso de la rueda impulsada D_2 .
9. Con N_1 se selecciona en tablas. El coeficiente de corrección por número de dientes k_1 , y con el número de ramales R , se selecciona en tablas. El coeficiente de corrección por número de ramales k_2 .
10. Con la velocidad angular n y el número de la cadena X , se selecciona en tablas. La potencia nominal H_1 .
11. Con H_1 , k_1 , k_2 , se calcula la potencia nominal totalmente corregida H_1' .
12. Con P , N_1 , N_2 y la distancia entre centros C , se calcula la longitud de la cadena L .
13. Si $L > 80$ pasos cuidado! exceso de largo.
14. Finalmente, con P , N_1 , y n se calcula la velocidad de desplazamiento de la cadena V .

A continuación se muestra la figura 2.6.1

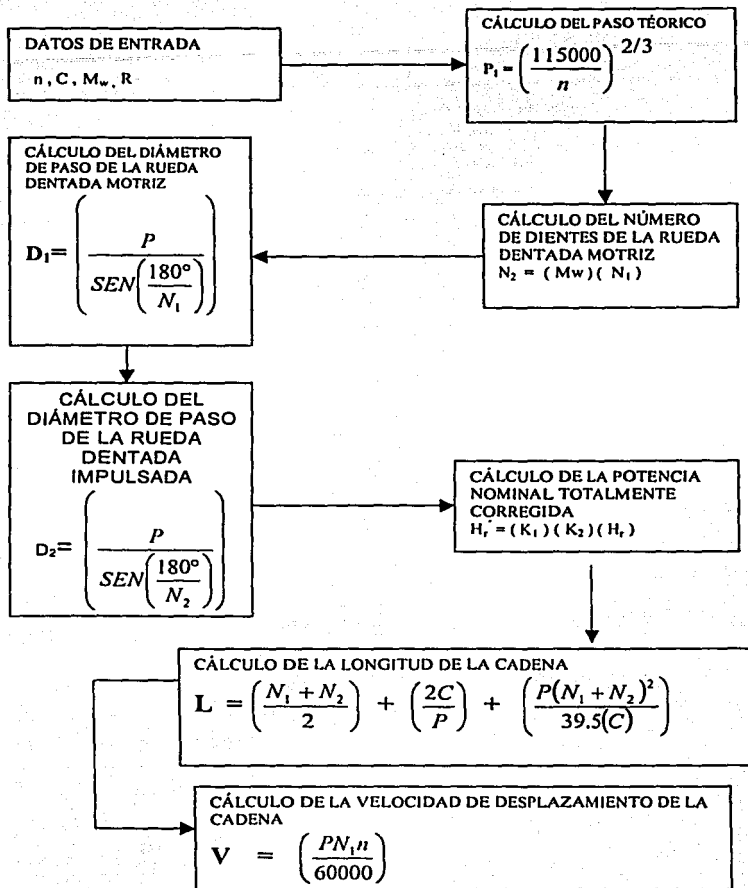


Figura 2.6.1 Diagrama de flujo del caso 1 de cadenas de rodillos.

2.6.2 CASO NO. 2 CADENA DE RODILLOS

En el segundo caso también es un caso frecuente y general donde tenemos que diseñar una cadena sabiendo la potencia del impulsor, tipo de impulsor, distancia entre los centros de las ruedas dentadas, la velocidad angular del impulsor, la reducción de la velocidad y el tipo de servicio a que estará sujeta la cadena.

Descripción del procedimiento de cálculo:

1. Se introducen los datos: potencia del impulsor, tipo de impulsor, tipo de servicio, distancia entre centros de las ruedas dentadas, velocidad angular de la rueda motriz y la reducción de la velocidad.
2. Con los valores del tipo de servicio G_1 , y el tipo de impulsor G_2 , se selecciona en tablas el coeficiente de servicio k_s .
3. Con la potencia del impulsor W y k_s , se calcula la potencia de diseño H .
4. Con el valor de H se selecciona en tablas el número de la cadena X , el paso de la cadena P , el número de ramales R y el número de dientes de la rueda motriz N_1 .
5. Con el valor de la reducción de la velocidad M_w y N_1 , se calcula el número de dientes de la rueda impulsada N_2 .
6. Con N_1 se selecciona en tablas el coeficiente de corrección por número de dientes k_1 , con R se selecciona en tablas el coeficiente de corrección por número de ramales k_2 .
7. Con k_1 , k_2 y H se calcula la potencia nominal totalmente corregida H' .
8. Con N_1 , N_2 , C y P , se calcula la longitud de la cadena L .
9. Si $L > 80$ pasos ¡cuidado! exceso de largo.
10. Finalmente con P , N_1 y n se calcula la velocidad de desplazamiento de la cadena V .

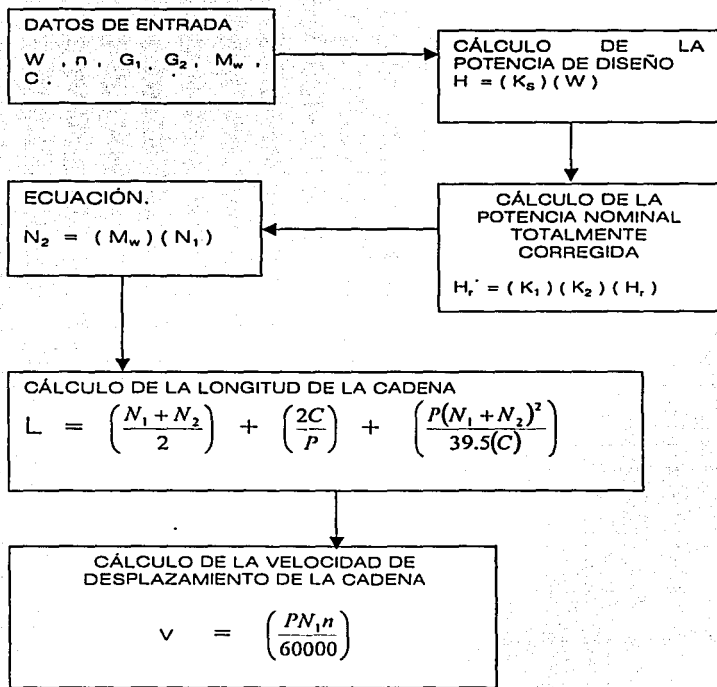


Figura 2.6.2 Diagrama de flujo del caso 2 de cadenas de rodillos.

2.6.3 CASO NO.3 CADENA DE RODILLOS

En el tercer caso tenemos a una cadena, que probablemente estaba en funcionamiento, y de acuerdo a los datos de campo, tales como: el número de la cadena, el paso, el número de ramales, la velocidad angular de la rueda motriz y su número de dientes, se calcula los datos básicos de la cadena.

Descripción del procedimiento de cálculo:

1. Se introducen los datos: número de la cadena, tipo de servicio, número de ramales, paso, número de dientes de la rueda motriz, velocidad angular, y tipo de impulsor.
2. Con los valores del número de la cadena X , la velocidad angular n y el número de dientes de la rueda motriz N_1 , se selecciona en la tabla 2.6.6. el valor de la potencia del impulsor W .
3. Con los valores del tipo servicio G_1 , y el tipo de impulsor G_2 se selecciona en tablas el factor de servicio k_s .
4. Con el valor de W y de k_s se calcula la potencia de diseño H .
5. Con el valor de N_1 se selecciona en tablas el coeficiente de corrección por número de dientes k_1 .
6. Con el número de ramales R_r , se selecciona en tablas el coeficiente de corrección por número de ramales k_2 .
7. Con k_1 , k_2 y H se calcula la potencia nominal totalmente corregida H_c .
8. Finalmente con P , N_1 y n se calcula la velocidad de desplazamiento de la cadena V .

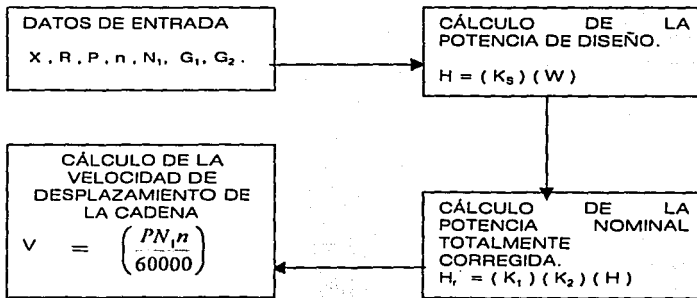


Figura 2.6.3 Diagrama de flujo del caso 3 de cadenas de rodillos

2.7 FRENOS

Teniendo en cuenta la enorme importancia de los frenos para el control y manejo de los elementos de máquinas, cuando están en movimiento, y prever y garantizar la seguridad de los usuarios de las máquinas, se presentan y desarrollan el módulo del programa para frenos, el cual consta de cuatro casos para el diseño de frenos.

2.7.1 CASO NO. 1 FRENO DE ZAPATA INTERNA AUTOENERGIZANTE.

En este primer caso tenemos un freno de tambor con zapata interna autoenergizante, que sin lugar a dudas es uno de los frenos de mas uso en la industria automotriz, aqui se calculará la fuerza de trabajo del freno así como las reacciones que se generan en la articulación de la zapata.

Descripción del procedimiento de cálculo:

1. Se introducen los datos: presión de la zapata, ancho de la zapata, ángulo que cubre la zapata, longitud de la cuerda que subtiende la zapata, el coeficiente de fricción, radio del tambor, radio de ubicación de la articulación, ángulo de ubicación de la articulación.
2. El cálculo del momento de la fuerza de fricción M_f , se calcula con la presión de la zapata P_a , el ancho de la zapata b , el ángulo que cubre la zapata θ , el radio del tambor r , el coeficiente de fricción f y el radio de ubicación de la articulación a .
3. El cálculo del momento de la fuerza normal M_n , se calcula con la presión de la zapata P_a , el ancho de la zapata b , el ángulo que cubre la zapata θ , el radio del tambor r y el radio de ubicación de la articulación a .
4. Para el cálculo de la fuerza de trabajo F , se utiliza el momento de la fuerza normal M_n , el momento de la fuerza de fricción M_f y la longitud de la cuerda que subtiende la zapata C .
5. Para el cálculo del momento de torsión T , utilizaremos el coeficiente de fricción f , la presión de la zapata P_a , el ancho de la zapata b , el ángulo que cubre la zapata θ y el radio del tambor r .
6. Para el cálculo de la reacción horizontal R_x , de la articulación se usa P_a , b , r , θ y f .
7. Para el cálculo de la reacción vertical R_y de la articulación usaremos P_a , b , r , θ , f , la fuerza de trabajo F y el ángulo de ubicación de la articulación α .
8. Finalmente para el cálculo de la reacción resultante R que actúa en la articulación usaremos los valores calculados de la reacción horizontal R_x y la reacción vertical R_y .

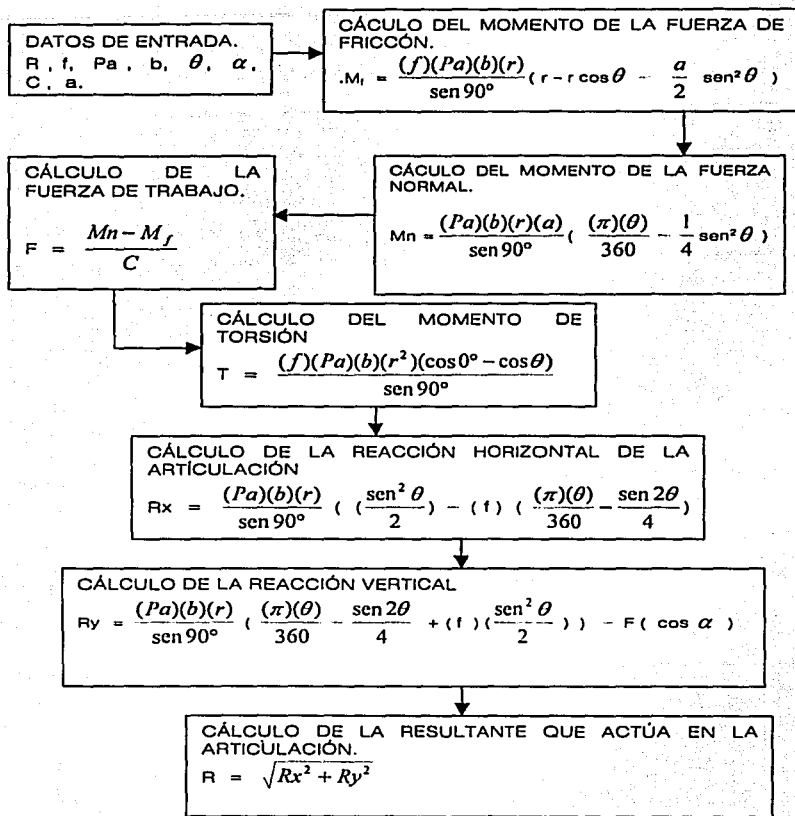


Figura 2.7.1 Diagrama de flujo del freno de tambor con zapata interna autoenergizante

2.7.2 CASO NO. 2 FRENO DE ZAPATA EXTERNA

En el caso 2, se presenta un freno de tambor con zapata externa autoenergizante, donde con los datos de las dimensiones de los elementos del freno se determina la fuerza actuante con que opera el freno.

Descripción del procedimiento de cálculo:

1. Se introducen los datos: distancia de la fuerza actuante, distancia entre la articulación y la fuerza normal, distancia entre la articulación y la fuerza de fricción, longitud de la zapata, ancho de la zapata, presión de la zapata y el coeficiente de fricción.
2. Con la longitud de la zapata L_z , el ancho de la zapata b y la presión de la zapata P_a , se calcula la fuerza normal N .
3. Con la fuerza normal N y el coeficiente de fricción f se calcula la fuerza de fricción F_f .
4. Con la fuerza normal N , la distancia entre la articulación y la fuerza normal h , la fuerza de fricción F_f , la distancia entre la articulación y la fuerza normal m y la distancia de la fuerza actuante d , se calcula la fuerza actuante en la palanca P_e .

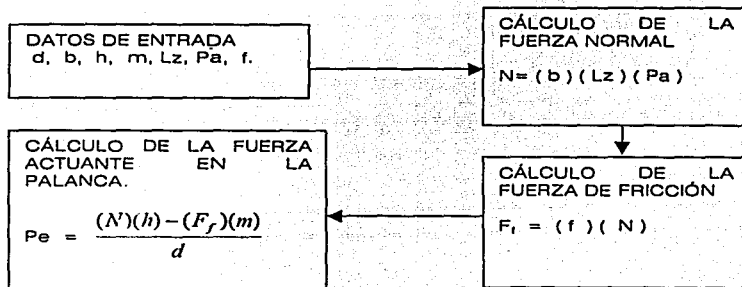


Figura 2.7.2 Diagrama de flujo del freno de tambor con zapata externa autoenergizante

2.7.3 CASO NO. 3 FRENO DE DISCO.

En el tercer caso tenemos el diseño de un freno de disco, cuya eficiencia en la práctica le da, día con día mayor popularidad, sobre todo en el autotransporte. en este caso con los datos de las dimensiones del freno, se calculan las fuerzas con que opera el freno.

Descripción del procedimiento de cálculo:

1. Se introducen los datos: presión máxima de la zapata, ángulo que cubre la zapata, radio menor del disco, radio mayor del disco y el coeficiente de fricción.
2. Con la presión máxima P_a (max.), el ángulo que cubre la zapata θ , el radio menor r_i , el radio mayor r_o y el coeficiente de fricción f , se calcula la fuerza normal N .
3. Con la fuerza normal N , el radio menor r_i , el radio mayor r_o y el coeficiente de fricción f se calcula el momento de torsión T .

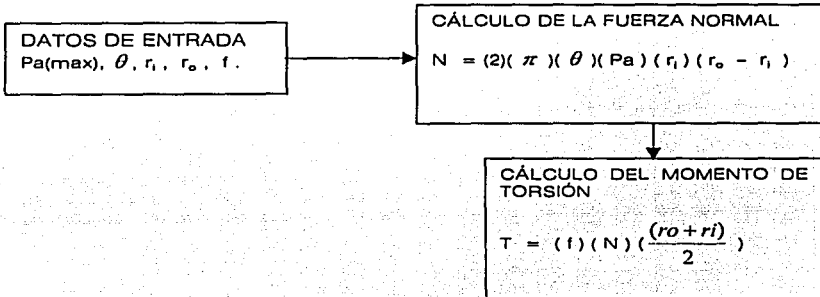


Figura 2.7.3 Diagrama de flujo del freno de disco

2.7.4 CASO NO. 4 FRENO DE DISCO TIPO PLACA

En este cuarto caso tenemos un freno de disco tipo placa de corona circular, a diferencia del de disco, el cual solo abarca la zapata un ángulo de la superficie en movimiento, en este caso la zapata que es una corona circular, abarca los 360° del disco en movimiento, en este módulo con los datos de entrada, la fuerza normal, el momento de torsión, el coeficiente de fricción, la velocidad angular de la superficie en movimiento y la relación de radios del disco de placa se calcula el radio medio, el radio menor, el radio mayor y el área de la superficie del disco de placa y finalmente se calcula la potencia de fricción que se desarrolla en el freno.

Descripción del procedimiento de cálculo:

1. Se introducen los datos: fuerza normal, momento de torsión, velocidad angular, relación de radios del disco de placa y el coeficiente de fricción.
2. Con la fuerza normal N , el momento de torsión T , y el coeficiente de fricción f , se calcula el radio medio del disco de placa r_{prom} .
3. Con el radio medio del disco de placa r_{prom} , y la relación de radios del disco de placa R_R , se calcula el radio menor del disco de placa r_i .
4. Con la relación de radios del disco de placa r_i y el radio menor r_i , se calcula el radio mayor del disco de placa r_o .
5. Para el cálculo de la superficie A , del disco de placa se emplean los radios r_i , r_o .
6. La potencia de fricción del freno de disco H_f , se calcula usando el momento de torsión T , y la velocidad angular n .

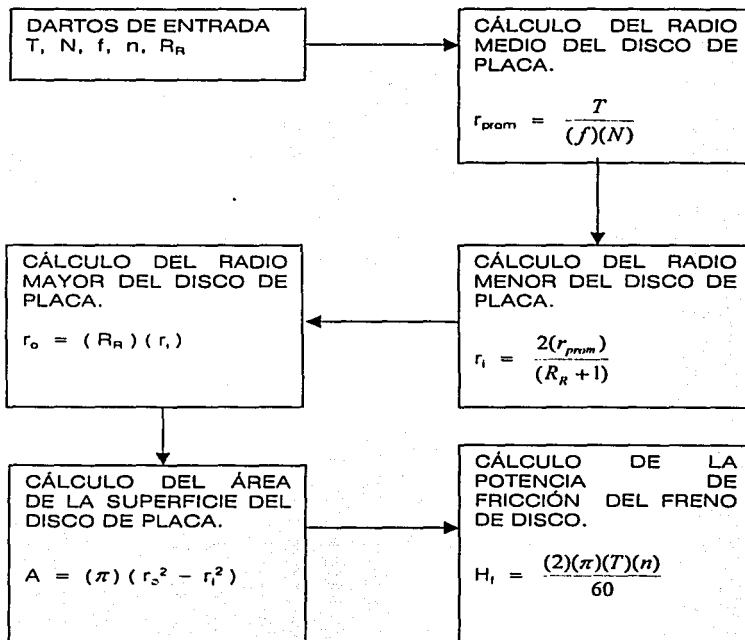


Figura 2.7.4 Diagrama de flujo del freno de disco tipo placa de corona circular.

2.8 DISEÑO DE EJES

En el caso de diseño de ejes se muestran ocho casos: cuatro de ellos correspondientes al caso de una viga en voladizo y los otros cuatro usando una viga con apoyos simples. Como cargas se utilizan la carga concentrada, la carga uniforme y el momento.

Se presenta una descripción de cada problema junto a un diagrama de flujo del algoritmo de resolución. En cada caso, previamente se calcula el momento de inercia " I " y la distancia " c " del eje neutro hasta las fibras extremas.

2.8.1 CASO NO. 1 VIGA EN VOLADIZO. CARGA EN EL EXTREMO.

Este caso se muestra en la figura 2.8.1

Para la resolución de este caso, se procede como sigue:

1. Se conocen como datos la fuerza aplicada, la longitud de la viga, una distancia " x " en que se analiza la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas.
2. Se hace la sumatoria de fuerzas con respecto a los eje " x " y " y " igual a cero y se obtienen las reacciones.
3. Se realiza la sumatoria de momentos en el empotramiento y se obtiene el momento que reacciona.
4. Se calcula la fuerza cortante que siempre es igual a la reacción en el empotramiento.
5. Se hace la sumatoria de momentos cuando $0 < x < L$, igual a cero, y se obtiene el momento en función de x .
6. Se calcula la deflexión de la viga en cualquier punto.
7. Se calcula la deflexión máxima de la viga.
8. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga.

Por medio de este proceso se puede ver si las reacciones en el empotramiento resisten la carga aplicada y si la deflexión en cualquier punto no rebasa los valores preestablecidos por el diseñador.

El valor de la carga concentrada aplicada puede variarse para ajustarse a los límites del diseño.

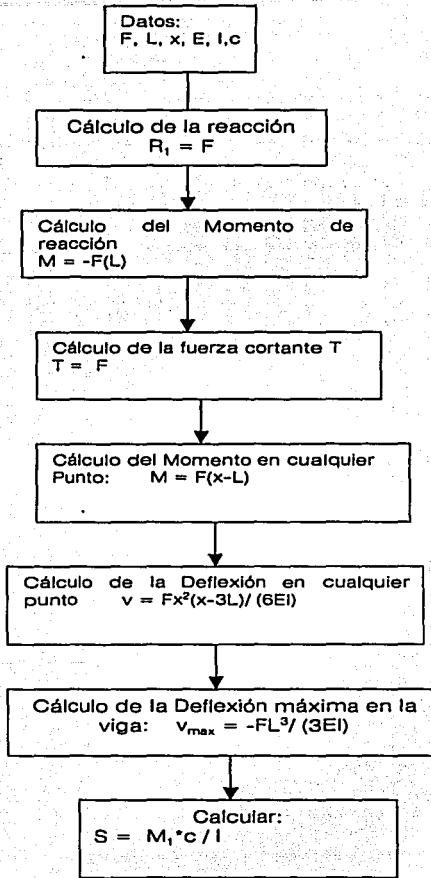


Figura 2.8.1 Diagrama de flujo del caso No. 1 Viga en voladizo. Carga en el extremo.

2.8.2 CASO NO. 2 VIGA EN VOLADIZO CON CARGA CONCENTRADA EN UNA ZONA INTERMEDIA DE LA VIGA.

Este caso se muestra en la figura 2.8.2

Para resolver este tipo de vigas se siguen los siguientes pasos:

1. Se conocen los datos de distancia del empotramiento a la fuerza F , la distancia desde la fuerza F al extremo libre de la viga, la fuerza aplicada, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".
2. Se hace la sumatoria con respecto a las fuerzas en los ejes "x" y "y" igual a cero.
3. Se hace la sumatoria de momentos cuando $x = 0$.
4. Se hace la sumatoria de momentos cuando $0 < x < a$.
5. Se hace la sumatoria de momentos cuando $a < x < b$.
6. Se calcula la deflexión en $0 < x < a$ y $a < x < b$.
7. Se calcula la deflexión máxima de la viga.
8. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga.

Se puede variar la distancia de aplicación y el valor de la fuerza, así como la longitud de la viga para hacer un examen a varias distancias "x" de la viga para ver el comportamiento de las reacciones el esfuerzo máximo alcanzado así como la deflexión.

2.8.3 CASO NO. 3 VIGA EN VOLADIZO CON CARGA UNIFORME.

Este caso se muestra en la figura 2.8.3

Para resolver este tipo de vigas se siguen los siguientes pasos:

1. Se conoce la carga uniforme, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".
2. Se hace la sumatoria con respecto a las fuerzas en los ejes "x" y "y" igual a cero.
3. Se hace la sumatoria de momentos en el empotramiento.
4. Se calcula la Fuerza cortante cuando $0 < x < L$.
5. Se hace la sumatoria de momentos en un punto sobre la viga.
6. Se calcula la deflexión.
7. Se calcula la deflexión máxima de la viga.
8. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga.

El diseñador puede variar la magnitud de la carga uniforme o el largo de la viga, etc., para observar el comportamiento de las reacciones y el momento generado en el empotramiento así como la deflexión máxima, entre otras cosas que se pueden observar.

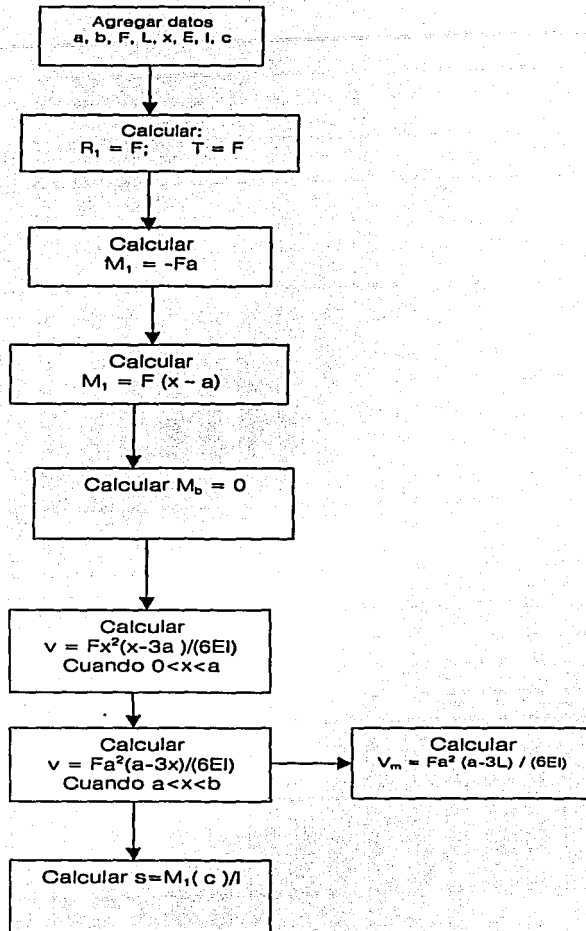


Figura 2.8.2 Diagrama de flujo del caso No. 2. Viga en voladizo con carga concentrada en una zona intermedia de la viga

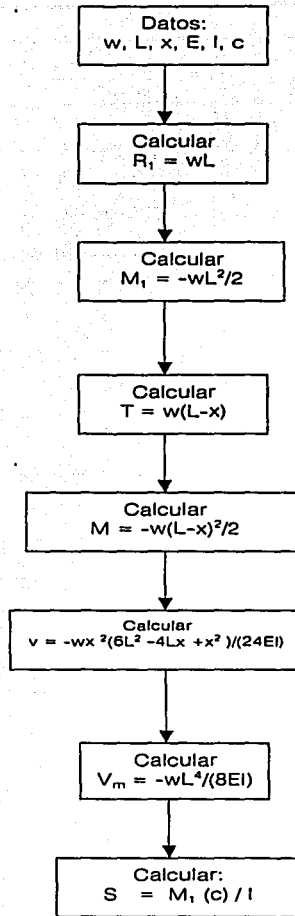


Figura 2.8.3 Diagrama de flujo del caso No. 3 Viga en voladizo. Carga uniforme.

2.8.4 CASO NO. 4 VIGA EN VOLADIZO CON UN MOMENTO EN EL EXTREMO.

Este caso se muestra en la figura 2.8.4

Para resolver este tipo de vigas se siguen los siguientes pasos:

1. Se conocen como datos el momento aplicado a la viga, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".
2. Se hace la sumatoria con respecto a las fuerzas en los ejes "x" y "y" igual a cero.
3. Se hace la sumatoria de momentos en el empotramiento.
4. Se hace la sumatoria de momentos en cualquier punto de la viga.
5. Se calcula la deflexión.
6. Se calcula la deflexión máxima de la viga.
7. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga.

Con este procedimiento, el diseñador, puede variar algunos valores como el momento aplicado o el material usado (con los valores del módulo de elasticidad), etc. para observar las deflexiones y el esfuerzo máximo alcanzado, entre otras cosas.

2.8.5 CASO NO. 5 VIGA SIMPLE CON CARGA CONCENTRADA EN MEDIO

Este caso se muestra en la figura 2.8.5

Para resolver este tipo de vigas se siguen los siguientes pasos:

1. Se conocen como datos la fuerza aplicada, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".
2. Se hace la sumatoria con respecto a las fuerzas en los ejes "x" y "y" igual a cero.
3. Se hace la sumatoria de momentos cuando $x = 0$.
4. Se hace la sumatoria de momentos cuando $x = L$.
5. Se calcula la fuerza cortante cuando $0 < x < L/2$.
6. Se calcula la fuerza cortante cuando $L/2 < x < L$.
7. Se calcula el momento cuando $0 < x < L/2$.
8. Se calcula el momento cuando $L/2 < x < L$.
9. Se calcula la deflexión cuando $0 < x < L$.
10. Se calcula la deflexión máxima de la viga.
11. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga.

El diseñador puede usar este procedimiento para variar los datos como la fuerza aplicada, el momento de inercia, etc., y ver el comportamiento de variables como la fuerza constante o las deflexiones, etcétera.

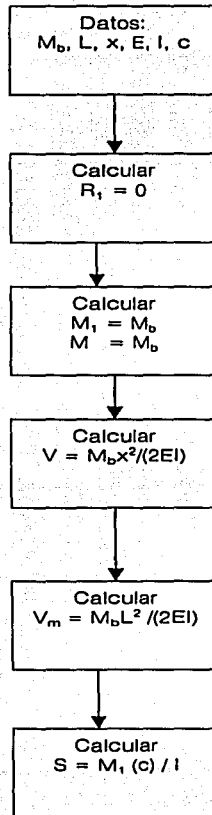


Figura 2.8.4 Diagrama de flujo del caso No. 4. Viga en voladizo con un momento en el extremo.

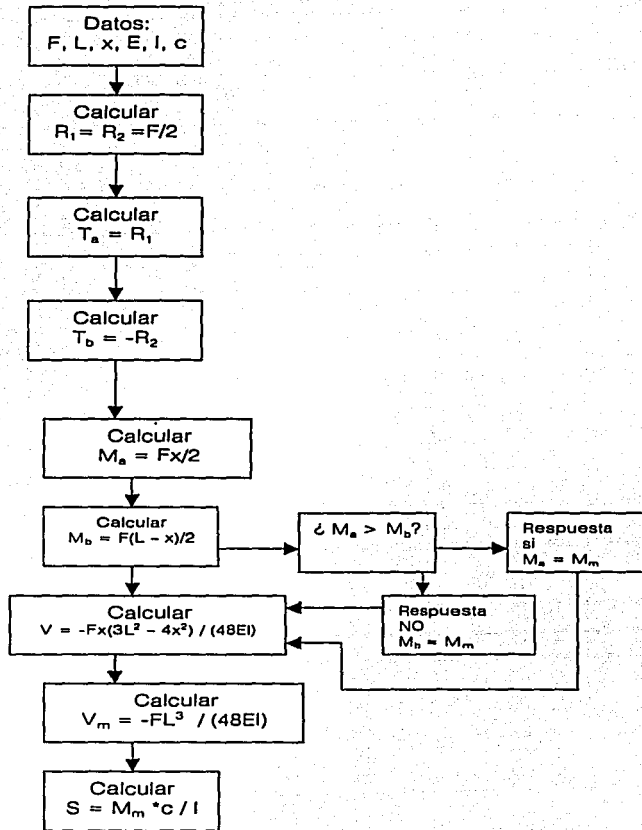


Diagrama de flujo 2.8.5 Caso No. 5. Viga simple con carga concentrada en medio.

2.8.6 CASO NO. 6 VIGA SIMPLE CON CARGA CONCENTRADA EN UNA DISTANCIA INTERMEDIA.

Este caso se muestra en la figura 2.8.6

Para resolver este tipo de vigas se siguen los siguientes pasos:

1. Se conocen como datos la distancia desde $x=0$ a la fuerza de aplicación, la distancia desde la fuerza de aplicación a $x=L$, la fuerza aplicada, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".
2. Se hace la sumatoria con respecto a las fuerzas en los ejes "x" y "y" igual a cero.
3. Se hace la sumatoria de momentos cuando $x = 0$.
4. Se hace la sumatoria de momentos cuando $x = L$.
5. Se calcula la fuerza cortante cuando $0 < x < a$.
6. Se calcula la fuerza cortante cuando $a < x < b$.
7. Se calcula el momento M_a cuando $0 < x < a$.
8. Se calcula el momento M_b cuando $a < x < b$.
9. Se calcula la deflexión en las dos partes de la viga.
10. Se calcula la deflexión máxima de la viga.
11. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga.

Con el procedimiento descrito se pueden variar algunos datos de relevancia como la fuerza aplicada y el módulo de elasticidad, entre otros, para observar si los valores de deflexión y de esfuerzo máximo están en el rango previamente establecido lo cual es muy útil para el que va a diseñar.

2.8.7 CASO NO. 7 VIGA SIMPLE CON CARGA UNIFORME

Este caso se muestra en la figura 2.8.7

Para resolver este tipo de vigas se siguen los siguientes pasos:

1. Se conocen como datos la carga uniforme, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".
2. Se hace la sumatoria con respecto a las fuerzas en los ejes "x" y "y" igual a cero.
3. Se hace la sumatoria de momentos cuando $x = 0$.
4. Se calcula la fuerza cortante.
5. Se calcula el momento cuando $0 < x < L$.
6. Se calcula la deflexión cuando $0 < x < L$.
7. Se calcula la deflexión máxima de la viga.
8. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga.

El diseñador puede variar algunos datos de la carga uniforme, longitud de la viga, etc. para observar el comportamiento de la viga en sus reacciones, deflexiones y esfuerzo máximo lo cual es muy útil para especificar magnitudes.

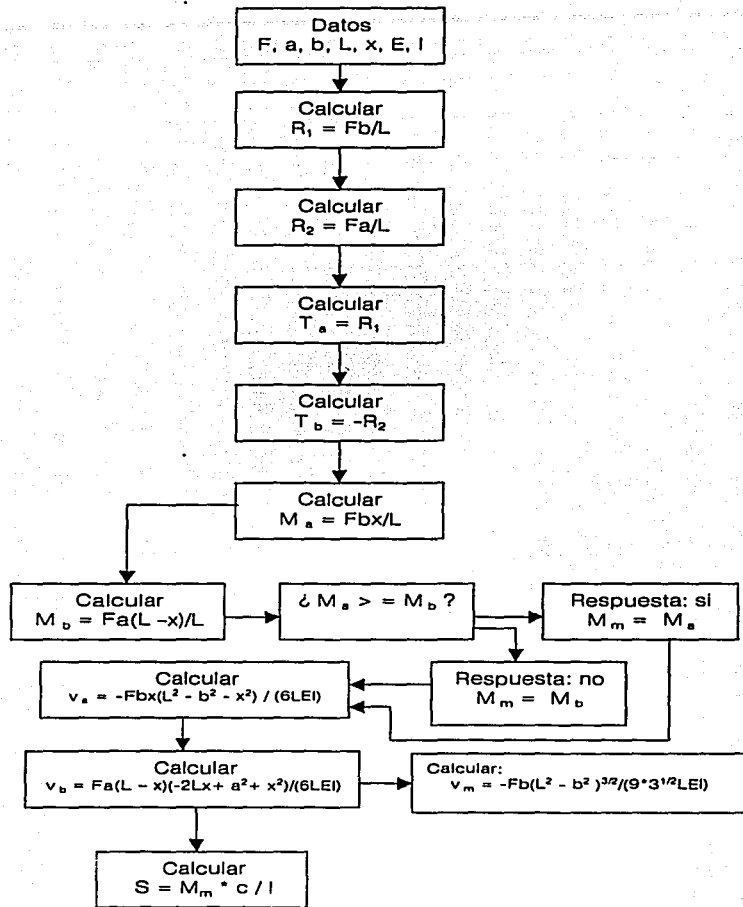


Figura 2.8.6 Diagrama de flujo del caso No. 6 Viga simple con carga concentrada en una distancia intermedia.

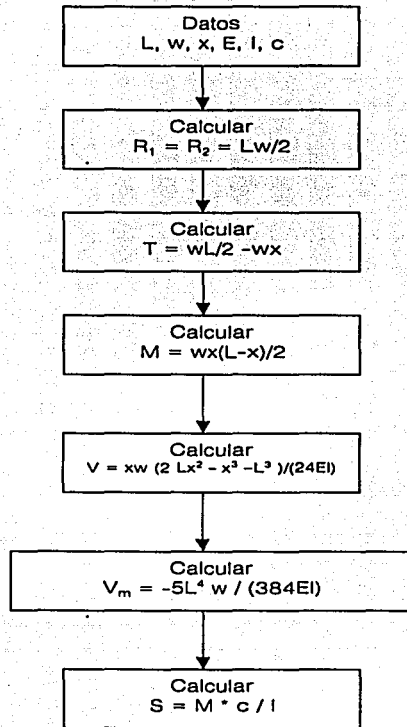


Figura 2.8.7 Diagrama de flujo del caso No. 7. Viga simple con carga uniforme.

2.8.8 CASO NO. 8 VIGA SIMPLE CON UN MOMENTO EN MEDIO DE LA VIGA

Este caso se ilustra en la figura 2.8.8

Para resolver este tipo de vigas se siguen los siguientes pasos:

1. Se conocen la distancia desde $x=0$ al momento de aplicación, la distancia desde el momento de aplicación a $x=L$, el momento de aplicación, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".
2. Se hace la sumatoria con respecto a las fuerzas en los ejes "x" y "y" igual a cero.
3. Se hace la sumatoria de momentos cuando $x = 0$.
4. Se calcula la fuerza cortante cuando $0 < x < a$.
5. Se calcula el momento cuando $0 < x < a$.
6. Se calcula el momento cuando $a < x < b$.
7. Se calcula la deflexión en las dos partes de la viga.
8. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga.

Por medio de este proceso se puede ver si las reacciones resisten el momento aplicado y si la deflexión en cualquier punto no rebasa los valores preestablecidos, entre otras cosas.

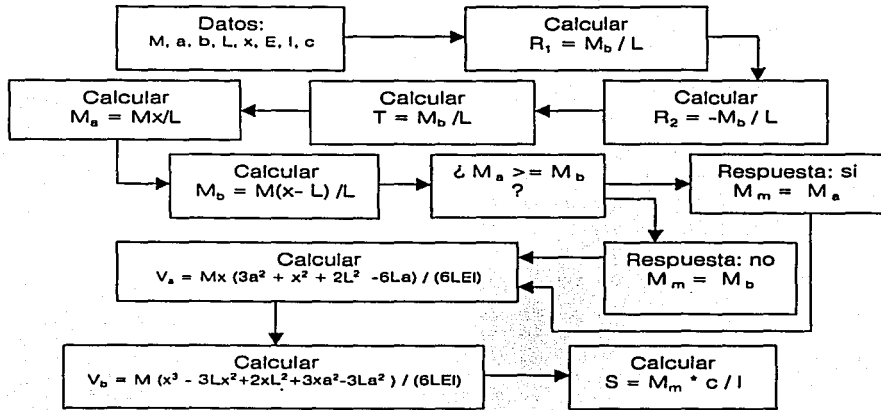


Figura 2.8.8 Diagrama de flujo del caso No. 8. Viga simple con un momento en medio de la viga.

CAPÍTULO 3. LÓGICA DE RESOLUCIÓN DE LOS PROBLEMAS DE DISEÑO CON AYUDA DE EXCEL

En este Capítulo se presenta el resultado palpable del trabajo desarrollado, es decir la forma en que el programa "DEMAHC" se aprecia en la pantalla de la computadora, se describen a continuación los pasos generales y que son comunes para cada uno de los "Casos" de cada uno de los elementos de maquinas que se abordan en este trabajo y que se deben seguir durante el uso de "DEMAHC"

A continuación se presenta la pantalla de Excel (Pantalla 3.1.1) de uno de los "Casos". Esta es una pantalla típica, donde se puede apreciar el formato básico que esta formado por el número del "Caso", la descripción del mismo y dos bloques de celdas, uno que se identifica como "Datos de entrada" y el otro bloque designado "Datos de salida".

En el bloque a la derecha de la pantalla se describen la nomenclatura, las unidades y los nombres de las variables que se eligieron como datos. Se enmarca entre la nomenclatura y las unidades, la celda donde se debe ingresar el valor de cada una de las variables que se definieron como datos de entrada

De igual manera en el bloque a la izquierda de la pantalla se describen la nomenclatura, las unidades y los nombres de las variables que se eligieron como resultados o datos de salida, de la misma forma que para el dato de entrada, la celda que se encuentra entre la nomenclatura y las unidades de cada variable sirve para mostrar el valor o resultado de las operaciones realizadas por el programa.

Mientras se alimentan los valores de las variables de entrada se debe poner especial atención en las unidades de esos valores para que coincidan con las unidades que se especifican en pantalla para cada caso ya que de no ser así los valores de las variables de salida resultaran incongruentes y erróneos.

El programa permite hacer o rehacer todos los cálculos que el usuario considere necesarios, pero debe ponerse atención para evitar resultados que pudieran quedar fuera de los parámetros de diseño dado que en general estos parámetros son responsabilidad del usuario.

A continuación se presentaran las pantallas y la descripción de las particularidades de cada una para cada uno de los "Casos" de todos los elementos que aquí se tratan.

3.1 PERNOS

3.1.1 CASO NO. 1 DISEÑO DE UN PERNO A PARTIR DE LA CARGA ESTATICA MÁXIMA PREVISIBLE.

Este caso se describió en la sección 2.1.1 del Capítulo 2 la pantalla se ilustra en la figura 3.1.1 para su solución en "DEMAHC" se desarrollo e implemento un programa de computadora en lenguaje Visual Basic, que corre en una hoja de cálculo en Excel.

La hoja de Cálculo del "Caso 1" de Pernos puede utilizarse para el caso donde el perno sufra cargas variables, para esto se presentan dos celdas en las variables de entrada donde se deben indicar los valores de la carga máxima y la carga mínima, pero fundamentalmente el principio básico es para resolver el problema de un perno que sufre una carga estática.

Caso No. 1 Diseño de un perno a partir de la Carga estática máxima previsible

Datos de entrada:

| | | |
|--------------|------------|-----------------------------|
| Pmax = | 4805.90 N | Carga Maxima Previsible |
| σ_y = | 517.28 Mpa | Esfuerzo máximo de fluencia |

Datos de salida:

| | | |
|--------------------|------------------------|----------------------------|
| A _{cal} = | 128.11 mm ² | Area de esfuerzo calculada |
|--------------------|------------------------|----------------------------|

| | | |
|------------------|------------------------|--|
| Pmin = | 0.00 N | Carga Mínima Previsible |
| F _o = | 700.00 N | Fuerza de apriete inicial |
| k _b = | 1182595.50 N/mm | Constante elastica del perno |
| k _p = | 216604.80 N/mm | Constante elastica de los elementos |
| σ_a = | 275.86 Mpa | Esfuerzo máximo de fatiga |
| A _o = | 145.80 mm ² | Area de esfuerzo de Tablas |
| K _t = | 1.80 | Factor de concentración de esfuerzos en las tablas |

| | | |
|---------------------|-----------|--|
| F _{abs} = | 744.14 N | Fuerza mínima de apriete |
| F _{prom} = | 2731.38 N | Fuerza promedio en el perno |
| F _{ran} = | 2031.38 N | Fuerza de rango en el perno |
| F _{min} = | -46.14 N | Fuerza de compresión mínima en el elemento |
| F _{max} = | 700.00 N | Fuerza de compresión máxima en el elemento |
| σ_{prom} = | 18.73 Mpa | Esfuerzo promedio en el perno |
| σ_r = | 13.93 Mpa | Esfuerzo de rango en el perno |
| N _s = | 7.87 | Factor de seguridad |

!Las Piezas o Elementos NO estan unidos Fo muy pequeño!

Figura 3.1.1 Pantalla del Caso No. 1 "Pernos"

Un aspecto que hay que resaltar es el valor de la Carga de Apriete Inicial F_o , que se solicita como dato de entrada, pero en caso de no conocerse el valor de esta variable el programa calcula la F_o mínima y utiliza el valor obtenido para realizar los cálculos subsecuentes. Si el valor de entrada de F_o es de magnitud menor al valor mínimo el programa emite un mensaje de alerta.

3.1.2 CASO NO. 2 CARGA MÁXIMA PERMISIBLE

Este caso se describe en el apartado 2.1.2 del Capítulo 2, al igual que en el caso anterior se desarrolló un programa en Visual Basic ligado a la hoja de Cálculo en Excel, la pantalla se presenta en la figura 3.2.2 en general tiene el mismo arreglo, un bloque para datos de entrada, donde se alimentan los valores de las variables que se eligieron como datos, y otro donde se presentan los resultados de los cálculos realizados por el programa.

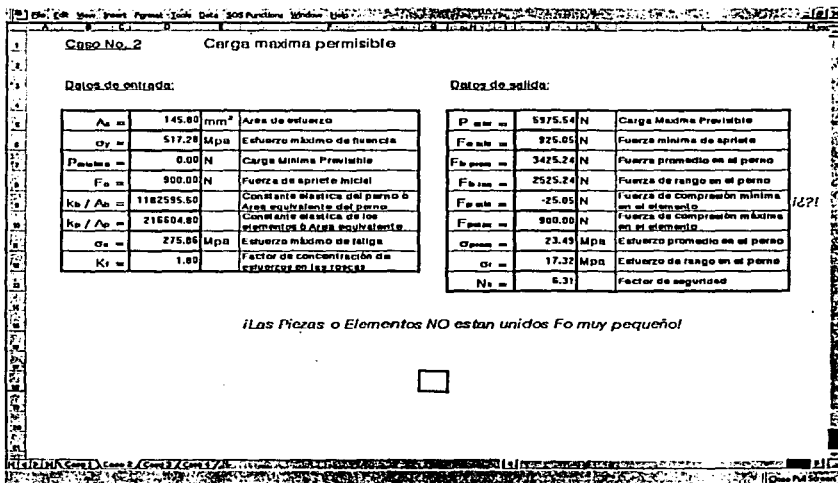


Figura 3.2.1 Pantalla "Caso No. 2 Pernos"

Este caso resuelve como incógnita principal la carga máxima que se le puede aplicar a un perno, el programa fundamentalmente es para cargas estáticas aunque con reservas se puede aplicar a cargas variables, para lo cual en el bloque de los datos de entrada se deja el espacio para alimentar en caso de conocerse el valor de la carga mínima que sufriría el perno.

Otro aspecto que hay que resaltar es el valor de la Carga de Apriete Inicial F_0 , que se solicita como dato de entrada, pero en caso de no conocerse el valor de esta variable el programa calcula la F_0 mínima y utiliza el valor obtenido para realizar los cálculos subsecuentes. Si el valor de entrada de F_0 es de magnitud menor al valor mínimo el programa emite un mensaje de alerta.

3.1.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.

Este caso se describe en el apartado 2.1.3 del Capítulo 2 y al contrario de los dos casos anteriores este principalmente va dirigido a pernos que trabajan bajo cargas variables.

La variable fuerza de apriete inicial F_0 se trata de la misma manera que en los Casos No.1 y No.2. Sin embargo la incógnita principal sobre la que se desarrolla el programa en el Caso No.3 es el factor de seguridad. Este valor se calcula a partir de los datos del perno que se obtienen principalmente de estándares y normas relacionadas con los pernos.

El programa en este caso puede funcionar para una carga estática simplemente haciendo igual a cero el valor de la carga mínima, que es un dato de entrada.

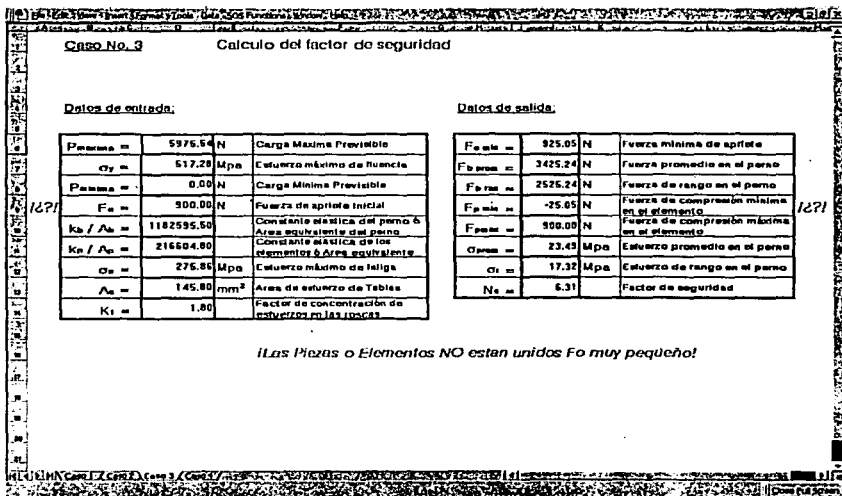


Figura 3.1.3 Pantalla Caso No.3 Pernos

3.1.4 CASO NO. 4 SE DEFINE EL ÁREA DE ESFUERZO DE UN PERNO A PARTIR DEL FACTOR DE SEGURIDAD.

Este caso se describe en el punto 2.1.4 del Capítulo 2, y su aplicación va dirigida para la aplicación de cargas variables sobre un perno, la pantalla se muestra en la figura 3.1.4.

Se programó un algoritmo ligado a la hoja de Cálculo en Excel para la solución del problema que define a este caso.

En este caso particular a partir de fijar los valores de la carga máxima y la carga mínima que se pretenden aplicar al perno y fijando también el valor del factor de seguridad con el que se quiere diseñar el programa calcula un parámetro fundamental de un perno que es el área de esfuerzo A_s . El valor que se obtiene de A_s es un valor teórico que el usuario debe aproximar a un valor real que puede ser obtenido de estándares comerciales o normas aplicables al diseño y uso de los pernos.

En este caso el valor de la fuerza de apriete F_0 es un dato de salida.

| Caso No. 4 | | | Se define el área de esfuerzo de un perno a partir del factor de seguridad | | |
|---------------------|----------------|--|--|-----------------------|--|
| Datos de entrada: | | | Datos de salida: | | |
| P_{maximo} | 7357.50 N | Carga máxima Previsible | F_{apriete} | 5678.18 N | Fuerza mínima de apriete |
| P_{minimo} | 0.00 N | Carga mínima Previsible | F_{rango} | 7462.70 N | Fuerza promedio en el perno |
| σ_{t} | 317.24 Mpa | Esfuerzo máximo de fluencia | $F_{\text{compresión}}$ | 1786.82 N | Fuerza de rango en el perno |
| σ_{c} | 178.80 Mpa | Esfuerzo máximo de fatiga | $F_{\text{compresión min}}$ | 1897.77 N | Fuerza de compresión mínima en el elemento |
| K_{a} | 421888.00 N/mm | Constante elástica del perno | $F_{\text{compresión max}}$ | 5678.18 N | Fuerza de compresión máxima en el elemento |
| K_{c} | 447688.00 N/mm | Constante elástica de los elementos | A_{s} | 83.83 mm ² | Área de esfuerzo del perno |
| K_{t} | 1.80 | Factor de concentración de esfuerzos en las bridas | | | |
| N_{u} | 2.00 | Factor de seguridad | | | |

Figura 3.1.4 Pantalla Caso No. 4 Pernos

3.2. TORNILLOS DE POTENCIA

3.2.1 CASO NO. 1 CÁLCULO DEL PAR NECESARIO PARA DESPLAZAR UNA CARGA ESPECIFICA.

Se describe en el apartado 2.2.1 del capítulo 2 y la pantalla se presenta en la figura 3.2.1 sigue en general el mismo formato que consiste en presentar dos bloques en la pantalla de la hoja de Cálculo de Excel.

| Caso No. 1 | | | Calculo del par necesario para desplazar una carga especifica | | | | |
|--------------------------|---------|----|---|-------------------|--------------|--------------------|--------------------------------------|
| Datos de entrada: | | | Datos de salida: | | | | |
| W = | 5000.00 | N | Carga Maxima Previsible | $\alpha =$ | 6.60 | Angulo de la hlice | |
| r _c = | 17.50 | mm | Radio de collar | T _s = | 26253.16 | N-mm | Par para subir la carga |
| r _t = | 11.00 | mm | Radio de Paso | T _b = | 13158.55 | N-mm | Par para bajar la carga |
| θ = | 14.50 | | Módulo del angulo incluido de la roca | | IRREVERSIBLE | | Condición de irreversibilidad |
| P = | 4.00 | | Paso | η = | 24.25 | % | Eficiencia del Tornillo |
| μ_1 = | 0.16 | | Coefficiente de fricción en las roscas | P _{ms} = | 2.41 | Mpa | Presión media de contacto en la roca |
| μ_2 = | 0.12 | | Coefficiente de fricción del COLLAR | | | | |
| N = | 2.00 | | Número de Roscas | | | | |
| n = | 15.00 | | Hilos de Tuerca | | | | |
| h = | 2.00 | mm | Profundidad de roca | | | | |

Figura 3.2.1 Pantalla Caso No.1 Tornillos de potencia

En este primer caso de tornillos de potencia se busca encontrar el par que será necesario aplicar a un tornillo para desplazar o soportar una carga conocida. Para procesar los datos y resolver las ecuaciones asociadas se elaboro un programa en lenguaje Visual Basic ligado a la hoja de Cálculo de Excel y se ejecutan algunas ecuaciones directamente sobre la hoja de Cálculo.

Como característica de este caso, se identifica si el tornillo de potencia es de carácter irreversible o no, esta condición se indica sobre la hoja de Cálculo con la finalidad de que el diseñador o el usuario tomen las decisiones que

consideren adecuadas según los criterios de diseño sobre los que se encuentren trabajando.

3.2.2 CASO NO. 2 CÁLCULO DE LA CARGA MÁXIMA QUE PUEDE DEZPLAZARSE CON UN PAR ESPECÍFICO.

Este caso se desarrolla en el punto 2.2.2 del Capítulo 2, se aplica principalmente cuando se quiere conocer cual será la carga máxima que pueda desplazar un tornillo de potencia cuando a este se le esta aplicando un par de magnitud conocida. La pantalla se ilustra en la figura 3.2.2.

Al igual que en el Caso No.1 de los tornillos de potencia en este "Caso" también se verifica la condición de irreversibilidad, que es cuando la carga por si misma puede desplazar al tornillo en la dirección contraria a la que en principio se pretende desplazar la carga. También se envía un mensaje con el objetivo de notificar al usuario de la condición en la que se encuentra dicho tornillo de potencia.

Caso No. 2 Cálculo de la carga máxima que puede desplazarse con un par específico

| Datos de entrada: | | | Datos de salida: | | |
|-------------------|--------|---|------------------|--------|----------------------------------|
| T = | 0.00 | N. Torques | CL = | 0.02 | Alargamiento de la tuerca |
| F _a = | 0 | Factor de ajuste | W = | 0.0007 | Carga que genera el alargamiento |
| F _r = | 0.110 | Factor de fricción | T _a = | 0.0000 | Par que genera el alargamiento |
| D = | 1.00 | Diámetro nominal del tornillo | MIN VELOCIDAD | | Condición de velocidad mínima |
| E = | 0.0000 | Excentricidad | TI = | 0.011 | Relación del Torque |
| IS = | 0.10 | Coefficiente de fricción en la superficie | | | |
| IS ₂ = | 0 | Coefficiente de fricción del eje | | | |
| N = | 3 | Número de Pines | | | |

Figura 3.2.2 Pantalla del caso no. 2 Tornillos de Potencia

3.2.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DEL PAR PARA PRODUCIR LA FUERZA DE APRIETE REQUERIDA.

Este caso se describe en el apartado 2.2.3 del Capítulo 2 y la pantalla se presenta en la figura 3.2.3. El objetivo es calcular el par de apriete requerido o que será necesario aplicar a un tornillo de potencia para desarrollar una fuerza determinada de apriete, aunque este caso se puede extrapolar para poder ser utilizado en pernos.

En el caso de los pernos el radio de collar se convierte en un radio medio de contacto entre la tuerca del perno y la superficie de alguno de los elementos que se pretende unir. Y el par de apriete requerido es el par que se deberá aplicar a la tuerca o a la cabeza del perno por el operario que es encargado de la instalación de dicho perno.

Debido a que existen diversas formas de definir el radio medio de contacto para la tuerca de un perno esto se deja bajo la responsabilidad del diseñador o del usuario del programa y solo deberá de alimentar el valor de dicha variable

Visto de otra manera el par de apriete requerido es el par que se debe aplicar para producir la fuerza inicial de apriete F_0 en un perno tomando en cuenta parámetros que en el apartado de los pernos no se consideran como los coeficientes de fricción y el número de roscas en la tuerca.

Caso No. 3 Cálculo del par para producir la fuerza de apriete requerida.

Datos de entrada:

| | | |
|-------------|-----------|---|
| F_{req} = | 6676 N | Fuerza de apriete requerida |
| r_e = | 7.8375 mm | Radio de Conexión Tuerca - Eje |
| r_i = | 5.715 mm | Radio de Paso |
| θ = | 30 | Ángulo de ángulo incluido de la rosca |
| p = | 1.8538 mm | Paso |
| μ_1 = | 0.15 | Coefficiente de fricción en las rosca |
| μ_2 = | 0.15 | Coefficiente de fricción de la tuerca con los elementos |
| N = | 1 | Número de Roscas |

Datos de salida:

| | | |
|-------------|-----------|--------------------------|
| α = | 3.11 | Ángulo de la hélice |
| T_{req} = | 18.71 N-m | Par de apriete requerido |

Figura 3.2.3 Pantalla Caso No.3 Tornillos de Potencia

3.3 RESORTES HELICOIDALES

3.3.1 CASO NO. 1 DISEÑO DE UN RESORTE A PARTIR DE LA MÁXIMA CARGA ESTÁTICA PREVISIBLE.

Este caso se trata en la sección 2.3.1 del Capítulo 2 y es el primer caso que se presenta para los resortes helicoidales, donde se sigue el mismo formato que para todos los casos anteriores de pernos y tornillos de potencia.

En este caso particular de un resorte que se carga estáticamente todos los valores de las variables de salida son importantes y es el usuario quien debe definir cual de esas variables es la fundamental para su diseño de acuerdo a los parámetros que tenga definidos.

Para permitir que se cumpla con lo anteriormente planteado el programa permite que se cambien los valores de entrada las veces que sea necesario hasta que se encuentre el resorte que cumpla con las necesidades para las cuales se requiere.

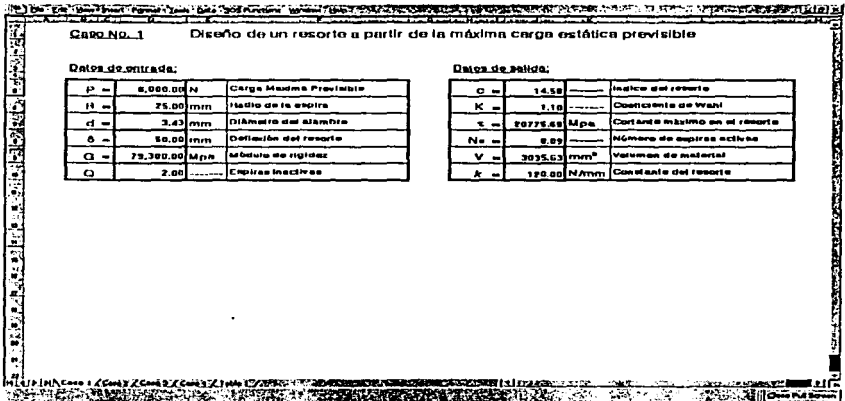


Figura 3.3.1 Pantalla Caso No.1 Resortes

3.3.2 CASO NO. 2 CÁLCULO DE UN RESORTE DE MÍNIMO VOLUMEN DE MATERIAL PARA UNA CARGA ESTÁTICA.

El caso No.2 de Resortes Helicoidales va dirigido a diseñar un resorte que soporta una carga estática y que utiliza la mínima cantidad de material para su manufactura. La pantalla de este "Caso" se ilustra en la figura 3.3.2.

Para tal efecto se recurre al uso de una constante experimental que esta ligada al índice del resorte, para calcular esta constante se requiere conocer variables de entrada relacionadas con las características físicas del resorte y con el valor de la carga y el esfuerzo que debe soportar el resorte que se esta diseñando.

Esta constante es el primer Cálculo que el programa realiza, tras lo cual hay que alimentar el valor del índice del resorte obtenido de Tablas, donde se relaciona a la constante experimental B con el índice del resorte, las Tablas se alimentaron dentro de la misma hoja de cálculo, se puede apreciar en la figura 3.3.2, que ahí mismo se puede interpolar un valor aproximado del índice del resorte como se describe a continuación.

Se identifican primero los valores mayor y menor entre los cuales se encuentra el valor de la constante de diseño B (que el programa Cálculo previamente y que aparece en el bloque de los datos de salida), alimentando estos datos y las magnitudes de los índices de resorte asociados en las celdas que así lo indican dentro de la misma hoja se obtiene el índice calculado que debe ser alimentado en la hoja correspondiente al Caso No.2 en la celda que corresponde a la variable de entrada denominada "Índice del resorte".

| Caso No. 2 | | | | Cálculo de un Resorte de mínimo volumen de material para una carga estática | | | |
|--------------------------|-----------|-----|---------------------------------|---|---------|-----------------|-------------------------------|
| Datos de entrada: | | | | Datos de salida: | | | |
| $P =$ | 1,000.00 | N | Carga Máxima Previsible | $\beta =$ | 102.11 | | Constante de Diseño |
| $\delta =$ | 10.0 | mm | Deflexión del Resorte | $K_s =$ | 1.35 | | Factor de esfuerzo (psi) |
| $\gamma =$ | 800.00 | MPa | Esfuerzo cortante máximo | $d_c =$ | 6.09 | mm | Diámetro de alambre calculado |
| $\alpha =$ | 2.0 | | Espiras Inactivas | $C_s =$ | 2.72 | | Índice del Resorte calculado |
| $C_1 =$ | 78,300.00 | Mpa | Módulo de elasticidad | $\beta_1 =$ | 5.11 | mm | Radio de la espira |
| $c_2 =$ | 6.67 | | Índice del Resorte (De Tablas) | $N_s =$ | 16.00 | | Número de espiras activas |
| $d_r =$ | 2.76 | mm | Diámetro de alambre (De Tablas) | $V_{min} =$ | 7239.00 | mm ³ | Volumen mínimo de material |

Figura 3.3.2 Caso No.2 Resortes

Una vez realizado lo anterior el programa arroja como una variable de salida un diámetro de alambre calculado que debe servir como referencia para que el diseñador o usuario encuentre o defina un diámetro de alambre tomado de estándares o normas aplicables a los resortes. El dato definitivo del diámetro del alambre debe alimentarse en la hoja de cálculo con lo que el programa completa el proceso de diseño y arroja como resultado los parámetros principales que definen las características físicas de un resorte.

Se puede utilizar este programa para calcular un resorte que resulte eficiente desde el punto de vista de la cantidad de material a emplear para su manufactura, aunque ciertamente puede no ser muy flexible para uso practico se puede usar como referencia para el diseño de resortes con parámetros mas o menos similares.

3.3.3 CASO NO. 3 CÁLCULO DE LAS CARGAS MÁXIMA Y MÍNIMA FIJANDO EL FACTOR DE SEGURIDAD.

Este caso se describe en el punto 2.3.3 del capítulo 2, la pantalla de la hoja de Cálculo de Excel se muestra en la figura 3.3.3. Se puede apreciar que el objetivo de este "Caso" es calcular la magnitud de la carga máxima y de la carga mínima que puede ser soportada por un resorte.

A partir de los datos relacionados en las variables de entrada se verifica que el resorte que se quiere diseñar para el caso de cargas variables, tenga el rango de fluctuación de las cargas adecuado a las necesidades de diseño. Se pueden variar los valores de los datos de entrada las veces que sea necesario hasta que se encuentre el resorte que cumpla con las características de operación que el diseñador o el usuario tenga definidas.

| CASO NO. 3 | | Cálculo de las cargas máxima y mínima fijando el factor de seguridad | |
|--------------------------|--------|--|--|
| Datos de entrada. | | | |
| di | 5.75 | MM | Diámetro del alambre |
| li | 17.18 | CMT | Plata de los resortes |
| F _{media} | 635.00 | N | Carga promedio máxima al diseño |
| N _s | 1.50 | | Factor de Seguridad |
| cte | 1.825 | MM | Numero ultimo a la tensión |
| cte | 649.00 | MM | Numero constante de fuerza |
| γ | 377.00 | MM | Numero constante de fatiga |
| Datos de salida. | | | |
| di | 6.80 | MM | Diámetro del resorte |
| K _s | 1.15 | | Factor de concentración de esfuerzos de los resortes |
| K _t | 1.18 | | Factor de concentración de esfuerzos |
| γ _{max} | 275.44 | MM | Numero constante promedio |
| γ _{min} | 66.81 | MM | Numero constante |
| F _{max} | 106.70 | N | Plata de carga |
| F _{media} | 641.70 | N | Carga máxima |
| F _{min} | 478.30 | N | Carga mínima |

Figura 3.3.3 Pantalla Caso No.3 Resortes

3.3.4 CASO NO. 4 CÁLCULO DEL ESFUERZO CORTANTE TOTAL PARA UN RESORTE DE ALAMBRE DE SECCIÓN RECTANGULAR.

Este "Caso" de resortes se especifica para ser usado cuando el resorte que se diseña se fabrica con alambre de sección rectangular, se describe este punto en el apartado 2.3.4 del capítulo 2. La pantalla de este caso se puede apreciar en la figura 3.3.4.

Se debe poner especial atención durante la utilización de este programa, ya que el dato de salida correspondiente a la variable denominada esfuerzo cortante, se calcula para dos puntos el A1 y el A2. El resultado que es realmente válido para el diseñador o usuario es aquel que represente el esfuerzo cortante en el punto que se encuentre perpendicular al eje del resorte.

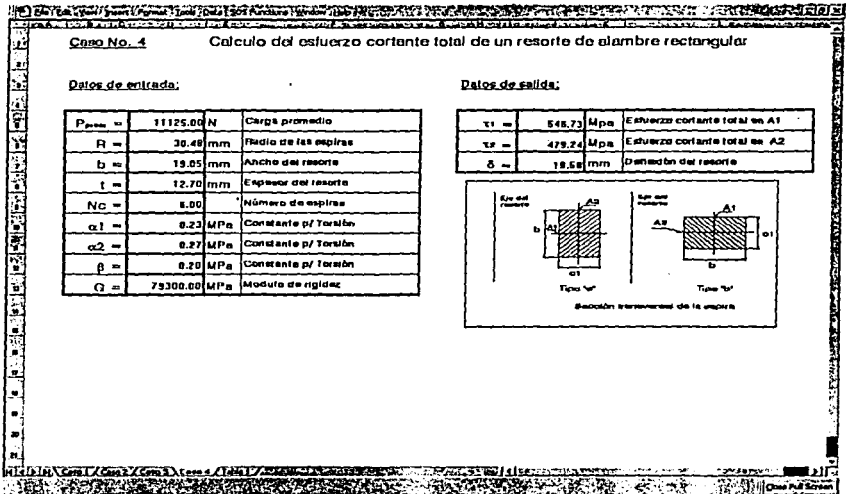


Figura 3.3.4 Pantalla Caso No.4 Resortes

Para mejor comprensión se ilustra dentro de la pantalla la vista de corte de la sección del alambre rectangular, dependiendo la forma en que se enrolle para formar la espira del resorte. Si la espira se enrolla como se ilustra en la figura "Tipo a" el valor del esfuerzo cortante que debe considerarse es el correspondiente al punto "A1". Por el contrario si la espira se enrolla como se ilustra en la figura "Tipo b" el valor del esfuerzo que hay que considerar es el del punto "A2".

Esto toma importancia dado que después de encontrar el esfuerzo podemos usar este dato dentro del Caso No.3 tomando en cuenta las consideraciones que se enuncian en el punto 2.3.4 para alimentar los datos de entrada.

3.4 ENGRANES

3.4.1 CASO NO. 1 ESFUERZO POR FLEXIÓN PARA ENGRANES RECTOS SISTEMA INGLÉS.

En el lado izquierdo de la pantalla se muestra el encabezado del caso, de este lado tenemos los datos de entrada. Dentro de esta área mas abajo se encuentra la sección en donde se introducen todas las variables para la solución del problema, como primera parte se encuentran las variables comunes para el par de engranes. Estas son:

El ángulo de presión, el paso diametral, tipo de engrane, carga en el diente, ancho de cara, potencia transmitida, velocidad de paso, factor de seguridad, factor de sobrecarga, calidad del engrane, factor de calidad superficial, factor de contacto para ciclo de esfuerzos, factor de temperatura y factor de confiabilidad.

Como segunda parte se encuentra la información particular para cada engrane, uno se denominará Piñón (al más pequeño de los 2) y al otro engrane, la información requerida es la siguiente:

Numero de dientes, material, grado, Factor de Lewis, resistencia del material y factor geométrico. La otra columna marca datos de salida como son: Factor dinámico, velocidad máxima lineal, Factor dinámico para Lewis modificado, Factor de carga, Esfuerzo por fórmula de Lewis, Esfuerzo por Lewis modificado, Esfuerzo de Flexión y Esfuerzo admisible. Adicionalmente se pone un letrero el cual avisa si falla o es seguro.

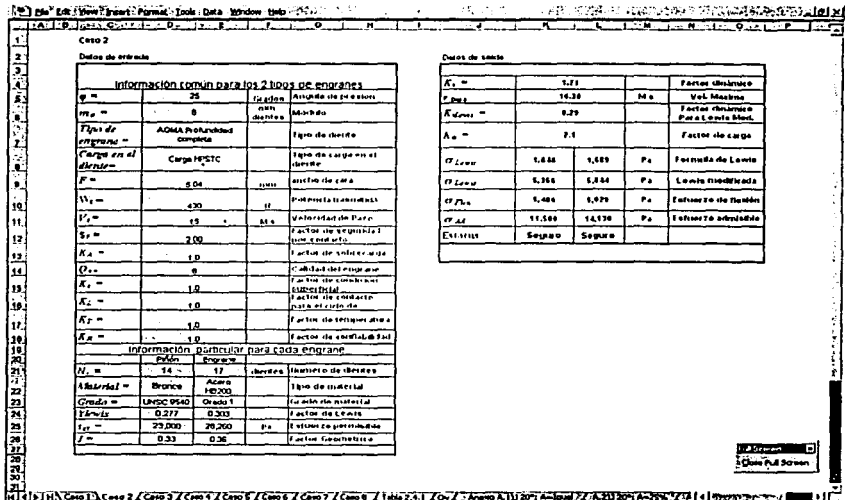


Figura 3.4.2 Pantalla del esfuerzo por flexión para engranes rectos. Sistema Inglés.

3.4.3 CASO NO. 3 ESFUERZO POR CONTACTO PARA ENGRANES RECTOS SISTEMA INGLÉS.

En el lado izquierdo de la pantalla se muestra el encabezado del caso, de este lado tenemos los datos de entrada. Dentro de esta área mas abajo se encuentra la sección en donde se introducen todas las variables para la solución del problema, como primera parte se encuentran las variables comunes para el par de engranes.

Estas son:

El ángulo de presión, el paso diametral, tipo de engrane, carga en el diente, ancho de cara, potencia transmitida, velocidad de paso, factor de seguridad, factor de sobrecarga, calidad del engrane, factor de calidad superficial, factor de contacto para ciclo de esfuerzos, factor de temperatura y factor de confiabilidad.

Como segunda parte se encuentra la información particular para cada engrane, uno se denominará piñón (al más pequeño de los 2) y al otro engrane, la información requerida es la siguiente:

Número de dientes, tipo de engrane, addendum, material, grado, dureza, razón de poisson, módulo elástico y esfuerzo permisible.

La otra columna marca datos de salida como son: Diámetro de paso, factor geométrico, coeficiente plástico, factor de dureza, factor dinámico, factor de distribución de carga, esfuerzo de contacto y esfuerzo admisible. Adicionalmente se pone un letero el cual avisa si falla o es seguro.

La otra columna marca datos de salida como son: Diámetro de paso, factor geométrico, coeficiente plástico, factor de dureza, factor dinámico, factor de distribución de carga, esfuerzo de contacto y esfuerzo admisible. Adicionalmente se pone un letrero el cual avisa si falla o es seguro.

| Datos de entrada | | | | Datos de salida | | | |
|---|------------|----|--|-----------------------|--------|-------------------------|----|
| Información necesaria por los tipos de engranes | | | | Información de salida | | | |
| ϕ = | 25 | mm | Ángulo de presión | d = | 61.096 | 62.260 | mm |
| ϕ_g = | 5 | mm | Factor de material | Y_1 = | 0.6419 | | |
| Tipos de engranes = | AGMA | 11 | Tipo de diente | C_p = | 1937 | (Módulo) ^{1/2} | |
| Carga en el diente = | Carga HPTC | | Tipo de carga en el diente | C_v = | 1.00 | 1.00 | |
| V = | 200 | mm | Ancho de cara | K = | 2.72 | | |
| V_1 = | 50 | mm | Potencia transmitida | K_m = | 2.0 | | |
| V_2 = | 10 | mm | Velocidad de pivote | C_d = | 12.000 | 10.952 | M |
| V_3 = | 2.00 | | Factor de seguridad para material | σ_{all} = | 22.500 | 48.750 | M |
| K_s = | 1.0 | | Calidad del engrane | Tolerancia | ES | ES | |
| K_t = | 1.0 | | Factor de confiabilidad | | | | |
| K_b = | 1.0 | | Factor de contacto para el ancho de cara | | | | |
| K_x = | 1.0 | | Factor de temperatura | | | | |
| K_z = | 1.0 | | Factor de confiabilidad | | | | |
| Información particular del engrane | | | | | | | |
| N_1 = | 20 | | Número de dientes | | | | |
| Tipos de engranes = | I | | Tipos de engranes | | | | |
| Admisión = | PC | | Procedimiento de carga | | | | |
| Material = | 1045 | | Tipo de material | | | | |
| Grado = | 0.30 | | Grado de material | | | | |
| Presión = | 80 | | Número de dientes | | | | |
| p = | 0.240 | | Factor de posición | | | | |
| C_s = | 0.0000 | | Factor de posición | | | | |
| C_m = | 0.000 | | Factor de posición | | | | |

Figura 3.4.4 Pantalla para esfuerzo por contacto de engranes rectos. Sistema Inglés.

3.4.5 CASO NO. 5 ESFUERZO POR FLEXIÓN PARA ENGRANES HELICOIDALES SISTEMA INGLÉS.

En el lado izquierdo de la pantalla se muestra el encabezado del caso, de este lado tenemos los datos de entrada. Dentro de esta área mas abajo se encuentra la sección en donde se introducen todas las variables para la solución del problema, como primera parte se encuentran las variables comunes para el par de engranes.

Estas son:

El ángulo de presión, ángulo de hélice, el paso diametral, tipo de engrane, carga en el diente, ancho de cara, potencia transmitida, velocidad de paso, factor de seguridad, factor de sobrecarga, calidad del engrane, factor de calidad superficial, factor de contacto para ciclo de esfuerzos, factor de temperatura y factor de confiabilidad.

Como segunda parte se encuentra la información particular para cada engrane, uno se denominará piñón (al más pequeño de los 2) y al otro engrane, la información requerida es la siguiente:

Número de dientes, material, grado, factor de Lewis, resistencia del material y factor geométrico. La otra columna marca datos de salida como son: factor dinámico, velocidad máxima lineal, factor dinámico para Lewis modificado, factor de carga, esfuerzo por fórmula de Lewis, esfuerzo por Lewis modificado, esfuerzo de flexión y esfuerzo admisible. Adicionalmente se pone un letrero el cual avisa si falla o es seguro.

| A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | L | M | N | O |
|----|--|---------------------------|---------------------|-------------------------------|---------------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Case 5 | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Datos de entrada | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | Información común para ambos engranes | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | ϕ = | 25 | Grados | Ángulo de presión | | | | | | | | | | |
| 5 | ψ = | 20 | Grados | Ángulo de hélice | | | | | | | | | | |
| 6 | P_d = | 8 | Dientes por pulgada | Paso diametral | | | | | | | | | | |
| 7 | Tipo de engrane = | ADMA Profundidad completa | | Tipo de dentado | | | | | | | | | | |
| 8 | Carga en la punta = | 3.00 | Pulg | Ejemplo de carga en el diente | | | | | | | | | | |
| 9 | V_1 = | 430 | ft/min | Velocidad superficial | | | | | | | | | | |
| 10 | V_2 = | 1,327 | ft/min | Velocidad superficial | | | | | | | | | | |
| 11 | S_y = | 2,00 | | Factor de seguridad | | | | | | | | | | |
| 12 | K_s = | 1.0 | | Factor de sobrecarga | | | | | | | | | | |
| 13 | K_m = | 8 | | Calidad de los materiales | | | | | | | | | | |
| 14 | K_t = | 1.0 | | Factor de torsión | | | | | | | | | | |
| 15 | K_f = | 1.0 | | Factor de ciclo de esfuerzos | | | | | | | | | | |
| 16 | K_L = | 1.0 | | Factor de longitud de vida | | | | | | | | | | |
| 17 | K_a = | 1.0 | | Factor de confiabilidad | | | | | | | | | | |
| 18 | Información particular para cada engrane | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | | Piñón | Engrane | | | | | | | | | | | |
| 20 | N = | 14 | 17 | Dientes | Número de dientes | | | | | | | | | |
| 21 | Materia = | BRONZE | ACERO HD200 | | Tipo de material | | | | | | | | | |
| 22 | Grado = | UNSCB54D | Grado 1 | | Factor de resistencia | | | | | | | | | |
| 23 | S_u = | 23,600 | 28,700 | psi | Esfuerzo permisible | | | | | | | | | |
| 24 | S = | 0.91 | 0.84 | | Factor geométrico | | | | | | | | | |
| 25 | Datos de salida | | | | | | | | | | | | | |
| 26 | Valores de salida | | | | | | | | | | | | | |
| 27 | F_d = | 2,593 | 2,893 | psi | Dinámico probable | | | | | | | | | |
| 28 | V_{max} = | 3223.18 | | ft/min | Vel. Máxima | | | | | | | | | |
| 29 | K_L = | 1.51 | | | Factor dinámico | | | | | | | | | |
| 30 | K_m = | 2.0 | | | Factor de distribución de carga | | | | | | | | | |
| 31 | K_t = | 7.713 | 7.284 | psi | Esfuerzo de flexión | | | | | | | | | |
| 32 | K_f = | 11,800 | 14,120 | psi | Esfuerzo admisible | | | | | | | | | |
| 33 | Estado | Seguro | Seguro | | | | | | | | | | | |

Figura 3.4.5 Pantalla para esfuerzo de flexión en engranes helicoidales. Sistema Inglés.

3.4.6 CASO NO. 6 ESFUERZO POR FLEXIÓN PARA ENGRANES HELICOIDALES SISTEMA INGLÉS.

En el lado izquierdo de la pantalla se muestra el encabezado del caso, de este lado tenemos los datos de entrada. Dentro de esta área mas abajo se encuentra la sección en donde se introducen todas las variables para la solución del problema, como primera parte se encuentran las variables comunes para el par de engranes.

Estas son:

El ángulo de presión, ángulo de hélice, el modulo, tipo de engrane, carga en el diente, ancho de cara, potencia transmitida, velocidad de paso, factor de seguridad, factor de sobrecarga, calidad del engrane, factor de calidad superficial, factor de contacto para ciclo de esfuerzos, factor de temperatura y factor de confiabilidad.

Como segunda parte se encuentra la información particular para cada engrane, uno se denominará piñón (al más pequeño de los 2) y al otro engrane, la información requerida es la siguiente:

Número de dientes, material, grado, factor de Lewis, resistencia del material y factor geométrico. La otra columna marca datos de salida como son: Factor dinámico, velocidad máxima lineal, factor dinámico para Lewis modificado, factor de carga, esfuerzo por fórmula de Lewis, esfuerzo por Lewis modificado, esfuerzo de flexión y esfuerzo admisible. Adicionalmente se pone un letrero el cual avisa si falla o es seguro.

| Datos de entrada | | | | Datos de salida | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|-------------------|----------------------|---------------------------------|--|--|--|--|------------|---------|--------|-------------------|----------|----|--------|------------------|---------|------------|-------|------------------|-----------------|---------|----------------------|-------------------|--------------------|-------------------|--------|----------------------------|----------|------|------|-------------------|--|-----|---|-------------------|-------|-------|-----|--------------------|---------|-----|--|---------------------|---------|-----|--|-----------------------|---------|---|--|-------------------------|---------|-----|--|------------------|---------|-----|--|-----------------------------|---------|-----|--|-----------------------|---------|-----|--|-------------------------|--|--|--|--|-------------------|--|--|--|-------|--------|-------------|-------------------|---------|------|--|-----------------|---------|-----|--|---------------------------------|--------------|-------|-------|---|----------------------|------------------|--------|--------|---|--------------------|--------|--------|--------|--|
| <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="4">Información común para ambos engranes</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$\phi_n =$</td> <td>25</td> <td>grados</td> <td>Ángulo de presión</td> </tr> <tr> <td>$\phi =$</td> <td>20</td> <td>grados</td> <td>Ángulo de hélice</td> </tr> <tr> <td>$m_n =$</td> <td>1</td> <td>mm</td> <td>Paso diametral</td> </tr> <tr> <td>Tipo de engrane</td> <td>ACMA</td> <td>Prohibición completa</td> <td>Tipo de diente</td> </tr> <tr> <td>Carga en el diente</td> <td>Carga en la punta</td> <td></td> <td>Tipo de carga en el diente</td> </tr> <tr> <td>$F =$</td> <td>1000</td> <td>mm</td> <td>Ancho de cara</td> </tr> <tr> <td>$W_t =$</td> <td>430</td> <td>N</td> <td>Carga transmitida</td> </tr> <tr> <td>$v =$</td> <td>1.527</td> <td>M/s</td> <td>Velocidad en línea</td> </tr> <tr> <td>$S_y =$</td> <td>200</td> <td></td> <td>Factor de seguridad</td> </tr> <tr> <td>$K_s =$</td> <td>1.0</td> <td></td> <td>Factor de sobre carga</td> </tr> <tr> <td>$Q_v =$</td> <td>8</td> <td></td> <td>Calidad de los engranes</td> </tr> <tr> <td>$K_m =$</td> <td>1.0</td> <td></td> <td>Factor de tamaño</td> </tr> <tr> <td>$K_f =$</td> <td>1.0</td> <td></td> <td>Factor de ciclo de esfuerzo</td> </tr> <tr> <td>$K_t =$</td> <td>1.0</td> <td></td> <td>Factor de temperatura</td> </tr> <tr> <td>$K_R =$</td> <td>1.0</td> <td></td> <td>Factor de confiabilidad</td> </tr> </tbody> </table> | | | | Información común para ambos engranes | | | | $\phi_n =$ | 25 | grados | Ángulo de presión | $\phi =$ | 20 | grados | Ángulo de hélice | $m_n =$ | 1 | mm | Paso diametral | Tipo de engrane | ACMA | Prohibición completa | Tipo de diente | Carga en el diente | Carga en la punta | | Tipo de carga en el diente | $F =$ | 1000 | mm | Ancho de cara | $W_t =$ | 430 | N | Carga transmitida | $v =$ | 1.527 | M/s | Velocidad en línea | $S_y =$ | 200 | | Factor de seguridad | $K_s =$ | 1.0 | | Factor de sobre carga | $Q_v =$ | 8 | | Calidad de los engranes | $K_m =$ | 1.0 | | Factor de tamaño | $K_f =$ | 1.0 | | Factor de ciclo de esfuerzo | $K_t =$ | 1.0 | | Factor de temperatura | $K_R =$ | 1.0 | | Factor de confiabilidad | <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="4">Valores de salida</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$d =$</td> <td>14.963</td> <td>(17.968) mm</td> <td>Dámetro primitivo</td> </tr> <tr> <td>$d_f =$</td> <td>6.83</td> <td></td> <td>Factor dinámico</td> </tr> <tr> <td>$K_a =$</td> <td>2.7</td> <td></td> <td>Factor de distribución de carga</td> </tr> <tr> <td>$\sigma_s =$</td> <td>1,212</td> <td>1,211</td> <td>N</td> <td>Esfuerzo de Fluencia</td> </tr> <tr> <td>$\sigma_{adm} =$</td> <td>11,869</td> <td>14,139</td> <td>N</td> <td>Esfuerzo admisible</td> </tr> <tr> <td>Faltas</td> <td>Seguro</td> <td>Seguro</td> <td></td> </tr> </tbody> </table> | | | | Valores de salida | | | | $d =$ | 14.963 | (17.968) mm | Dámetro primitivo | $d_f =$ | 6.83 | | Factor dinámico | $K_a =$ | 2.7 | | Factor de distribución de carga | $\sigma_s =$ | 1,212 | 1,211 | N | Esfuerzo de Fluencia | $\sigma_{adm} =$ | 11,869 | 14,139 | N | Esfuerzo admisible | Faltas | Seguro | Seguro | |
| Información común para ambos engranes | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $\phi_n =$ | 25 | grados | Ángulo de presión | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $\phi =$ | 20 | grados | Ángulo de hélice | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $m_n =$ | 1 | mm | Paso diametral | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Tipo de engrane | ACMA | Prohibición completa | Tipo de diente | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Carga en el diente | Carga en la punta | | Tipo de carga en el diente | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $F =$ | 1000 | mm | Ancho de cara | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $W_t =$ | 430 | N | Carga transmitida | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $v =$ | 1.527 | M/s | Velocidad en línea | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $S_y =$ | 200 | | Factor de seguridad | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $K_s =$ | 1.0 | | Factor de sobre carga | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $Q_v =$ | 8 | | Calidad de los engranes | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $K_m =$ | 1.0 | | Factor de tamaño | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $K_f =$ | 1.0 | | Factor de ciclo de esfuerzo | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $K_t =$ | 1.0 | | Factor de temperatura | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $K_R =$ | 1.0 | | Factor de confiabilidad | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Valores de salida | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $d =$ | 14.963 | (17.968) mm | Dámetro primitivo | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $d_f =$ | 6.83 | | Factor dinámico | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $K_a =$ | 2.7 | | Factor de distribución de carga | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $\sigma_s =$ | 1,212 | 1,211 | N | Esfuerzo de Fluencia | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $\sigma_{adm} =$ | 11,869 | 14,139 | N | Esfuerzo admisible | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Faltas | Seguro | Seguro | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="4">Información particular para cada engrane</th> </tr> <tr> <th>Nº</th> <th>Engrane</th> <th></th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>14</td> <td>17</td> <td>Dientes</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Material =</td> <td>Acero</td> <td>Tipo de material</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Grade =</td> <td>UNS52100</td> <td>Grado de material</td> </tr> <tr> <td>$\sigma_u =$</td> <td>79,200</td> <td>28,200</td> <td>Pa</td> </tr> <tr> <td>$\phi =$</td> <td>0.51</td> <td>0.54</td> <td>Factor Geométrico</td> </tr> </tbody> </table> | | | | Información particular para cada engrane | | | | Nº | Engrane | | | 1 | 14 | 17 | Dientes | | Material = | Acero | Tipo de material | | Grade = | UNS52100 | Grado de material | $\sigma_u =$ | 79,200 | 28,200 | Pa | $\phi =$ | 0.51 | 0.54 | Factor Geométrico | <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; text-align: center;"> Faltas: Seguro </div> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Información particular para cada engrane | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Nº | Engrane | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 14 | 17 | Dientes | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Material = | Acero | Tipo de material | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Grade = | UNS52100 | Grado de material | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $\sigma_u =$ | 79,200 | 28,200 | Pa | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $\phi =$ | 0.51 | 0.54 | Factor Geométrico | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Figura 3.4.6 Pantalla para esfuerzo de flexión para engranes helicoidales. Sistema Inglés.

3.4.7 CASO NO. 7 ESFUERZO POR CONTACTO PARA ENGRANES HELICOIDALES SISTEMA INGLÉS.

En el lado izquierdo de la pantalla se muestra el encabezado del caso, de este lado tenemos los datos de entrada. Dentro de esta área mas abajo se encuentra la sección en donde se introducen todas las variables para la solución del problema, como primera parte se encuentran las variables comunes para el par de engranes.

Estas son:

El ángulo de presión, ángulo de hélice, el paso diametral, tipo de engrane, carga en el diente, ancho de cara, potencia transmitida, velocidad de paso, factor de seguridad, factor de sobrecarga, calidad del engrane, factor de calidad superficial, factor de contacto para ciclo de esfuerzos, factor de temperatura y factor de confiabilidad.

Como segunda parte se encuentra la información particular para cada engrane, uno se denominará piñón (al más pequeño de los 2) y al otro engrane, la información requerida es la siguiente:

Como segunda parte se encuentra la información particular para cada engrane, uno se denominará piñón (al más pequeño de los 2) y al otro engrane, la información requerida es la siguiente:

Número de dientes, tipo de engrane, addendum, material, grado, dureza, razón de poisson, módulo elástico y esfuerzo permisible.

La otra columna marca datos de salida como son: Diámetro de paso, factor geométrico, coeficiente plástico, factor de dureza, factor dinámico, factor de distribución de carga, esfuerzo de contacto y esfuerzo admisible. Adicionalmente se pone un letrero el cual avisa si falla o es seguro.

File Edit View Insert Format Tools Data Window Help

| Datos de entrada | | información con los parámetros de entrada | |
|--|------------|---|----------------------------------|
| $\phi =$ | 21 | grados | Ángulo de presión |
| $\psi =$ | 20 | grados | Ángulo de hélice |
| $P =$ | 5 | mm | Paso de dientes |
| $P =$ | 5 | mm | Paso de dientes |
| Forma de engrane = | ADHA | Profundidad del d. | Tipo de diente |
| Carga en el eje = | En la mano | | Tipo de carga en el eje |
| $F =$ | 2320 | mm | Ancho de cara |
| $W =$ | 230 | M | Carga de tensión |
| $S =$ | 1527 | Mds | Velocidad de paso |
| $S =$ | 200 | | Factor de seguridad por contacto |
| $F =$ | 10 | | Factor de seguridad |
| $O =$ | 8 | | Cálculo del engrane |
| $C =$ | 10 | | Factor de distribución |
| $F =$ | 10 | | Factor de contacto |
| $F =$ | 10 | | Factor de contacto |
| $C =$ | 10 | | Factor de contacto |
| información particular para el engrane | | | |
| Piñón | | Engrane | |
| $N =$ | 10 | $N =$ | 20 |
| Forma de engrane = | 1 | Engrane = | 2 |
| Addendum = | 0.4 | Engrane = | 0.4 |
| Material = | Bronce | Engrane = | Acero |
| Grado = | 100 | Engrane = | 100 |
| $P =$ | 0.243 | Engrane = | 0.243 |
| $F =$ | 174.07 | Engrane = | 330.07 |
| $C =$ | 0.000 | Engrane = | 0.000 |

| Datos de salida | | Estrés de contacto | |
|-----------------|-------|--------------------|-----------------|
| $Z =$ | 0.303 | Factor | de distribución |
| $C =$ | 0.037 | Factor | de contacto |
| $C =$ | 1.0 | Factor | de contacto |
| $Z =$ | 1.01 | Factor | de contacto |
| $Z =$ | 2.0 | Factor | de contacto |
| $Z =$ | 1.20 | Factor | de contacto |
| $Z =$ | 0.217 | Factor | de contacto |
| $Z =$ | 0.000 | Factor | de contacto |
| $Z =$ | 0.000 | Factor | de contacto |
| $Z =$ | 0.000 | Factor | de contacto |

Figura 3.4.8 Pantalla para esfuerzo por contacto para engranes helicoidales. Sistema Ingles.

3.5 BANDAS

En esta sección se presenta el módulo de diseño para bandas planas y en "V", dicho módulo es parte del programa DEMAHC.

A continuación se presenta la pantalla 3.5.1 del caso núm. 1 de banda trapecial o en "V". En esta pantalla, se observan dos bloques titulados datos de entrada y de salida, respectivamente, con cuatro columnas cada uno.

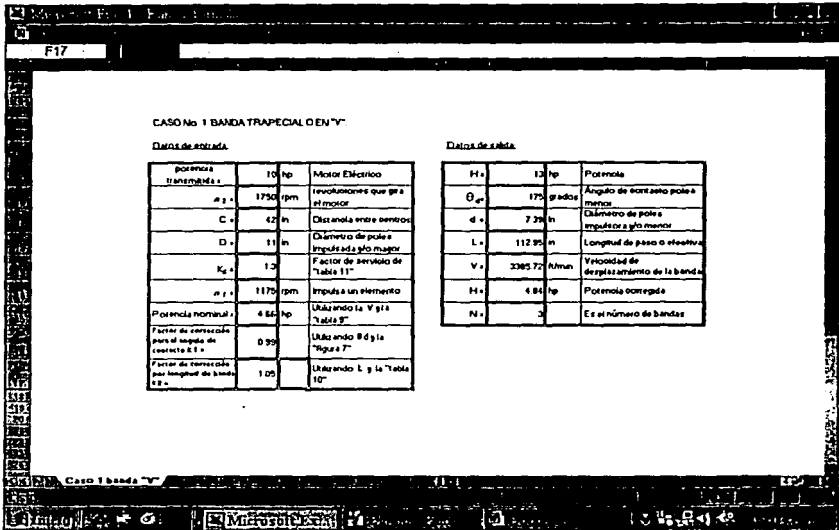


Figura 3.5.1 Caso 1 Banda Trapezial o en "V"

Observando la pantalla de frente en el bloque de la izquierda se describen la nomenclatura, las unidades y los nombres de las variables del problema que se proporcionan como datos, es importante señalar que la segunda columna es en la que se anotaran los datos de entrada para dar solución al problema.

3.5.1 CASO NO. 1 BANDA TRAPEZIAL O EN "V"

Este caso se describió en la sección 2.5.1 del capítulo 2, la hoja de cálculo del caso No. 1, se utiliza para calcular en general el número de bandas, independientemente que también se puede hallar el diámetro de la polea menor la longitud de paso.

En el bloque de salida que se encuentra del lado izquierdo de la pantalla, se describen de la misma manera, la nomenclatura, las unidades, los nombres de las variables y los datos que son producto de salida, es importante señalar que la segunda columna se modificará al ingresar cantidades en la columna de datos del bloque del lado derecho.

Cabe destacar que deberá de hacerse las conversiones necesarias, para que al momento de ingresar los valores de datos sean los adecuados y que coincidan con las unidades que se indican para los resultados de salida, ya que de no ser así éstos serán falsos.

Por lo anterior se puede ingresar las veces que sea necesario los datos para solucionar los problemas y los resultados son únicamente responsabilidad del operador.

La pantalla del caso uno se muestra en la figura 3.5.1

3.5.2 CASO NO. 2 BANDA PLANA

La Figura 3.5.2 que se muestra a continuación es el caso núm. 2 de banda plana. Este caso; al igual que en el caso anterior se advierte una pantalla de, en la que se observan dos bloques titulados datos de entrada y de salida, respectivamente, con cuatro columnas cada uno, aquí al igual que en el Caso 1 se observa al bloque izquierdo que la segunda columna es para ingresar datos, en el bloque derecho la segunda columna es para los resultados y/o datos de salida.

| Datos de entrada | | | | Datos de salida | | | |
|---|-------|-------|-----------------------------|-----------------|---------|--------|--------------------------------------|
| V del motor | 880 | rpm | Motor Eléctrico | θ | 176.5 | grados | Ángulo de contacto por el motor |
| Bando coque | 5/16 | pul | de girar | B | 223.5 | grados | Ángulo de contacto por el motor |
| Bando coque | 10 | pul | de ancho | α | 1.31 | grados | ángulo de la banda |
| D | 54 | pul | Diámetro de pulera superior | V | 5376 | pl/seg | Velocidad de la banda |
| e | 18 | pul | Diámetro de pulera inferior | T ₁ | 1093.75 | lb | Tensión del lado tirante de la banda |
| C | 54 | pul | Distancia entre centros | T ₂ | 5417.0 | lb | Tensión del lado flojo de la banda |
| Coeficiente de rozamiento del coque contra el motor fundido | 0.35 | | | | 37.95 | HP | capacidad de potencia |
| Coeficiente de rozamiento para la banda | 0.25 | | | | | | |
| Pesa de la banda | 0.025 | pl/ft | peso de la banda | | | | |
| e | 32.2 | pl/ft | peso de la banda | | | | |

Figura 3.5.2 Caso 2 Banda plana

Este caso calcula la capacidad de potencia de una banda plana, así como las tensiones del lado tirante y del lado colgante de la banda aquí se deberá

tener cuidado al momento de ingresar los valores de los diámetros de las poleas donde corresponda ya que de no ser así los resultados serán falsos.

3.5.3 CASO NO. 3 BANDA PLANA CRUZADA

A continuación se presenta la pantalla correspondiente al caso núm. 3 de banda plana cruzada. Este caso; al igual que en el caso anterior, se observan dos bloques titulados datos de entrada y de salida, respectivamente, con cuatro columnas cada uno, aquí al igual que en el Caso 1 se observa al bloque izquierdo que la segunda columna es para ingresar datos, en el bloque derecho la segunda columna es para los resultados y/o datos de salida.

| CASO No. 3 BANDA PLANA CRUZADA | | | |
|---|----------|--|----------------------------|
| Datos de entrada | | | |
| potencia | 10 HP | | Trabajo |
| V_1 | 1000 rpm | | Velocidad de polea menor |
| Banda plus s | 1/4 pul | | de espesor |
| D_1 | 20 pul | | Diámetro de polea menor |
| d_1 | 18 pul | | Diámetro de polea menor |
| C_1 | 50 pul | | Distancia entre centros |
| Coeficiente de fricción del roscado entre el eje y el eje de la banda μ | 0.5 | | |
| Coeficiente de fricción para la banda μ_1 | 0.25 | | |
| Peso de la banda w | 0.075 | | |
| g | 32.2 | | aceleración de la gravedad |

| Datos de salida | | | |
|-------------------|--------|------------------|-------------------------------------|
| θ | 214.9 | grados | Ángulo de contacto |
| α | 0.43 | in/pul | peso de la banda |
| V_2 | 43.63 | ft/seg | Velocidad de la banda |
| S_1 | 37.86 | psi | Tensión del lado flojo de la banda |
| T_1, T_2 | 126.19 | lb | |
| A_1 | 0.83 | pul ² | área de la banda |
| Ancho de la banda | 3.32 | pul | El resultado se deberá de redondear |
| L | 191.63 | ft | Longitud de la banda |

Figura 3.5.3. Caso 3 Banda plana cruzada

En este caso 3 de banda plana cruzada, el ángulo de abrazamiento de las poleas es el mismo a diferencia de los dos casos anteriores, es importante señalar para el usuario que en este caso deberá de decidir si toma en cuenta el Cálculo de la longitud de la banda, ya que no estaba considerada como resultado, se calculo en virtud de que se contaban con los datos para realizar este proceso.

3.6 CADENAS.

En este módulo se desarrolló un programa que tiene como finalidad el apoyar al diseñador de una cadena de transmisión de potencia, pero sin que esto signifique de ninguna manera que el programa sustituya al ingeniero de diseño, los datos así como los resultados son responsabilidad del usuario del programa, quien a su juicio tendrá que evaluar analíticamente tanto los datos de entrada como los resultados.

3.6.1 CASO NO. 1 CADENAS DE RODILLOS

A continuación se presenta la pantalla para el caso 1 de cadenas de rodillos; de donde se puede observar a la izquierda de la pantalla los datos de entrada, a cada dato se le puede identificar tanto por su nombre de la variable como por su símbolo con que se representa, además de que cuenta con el nombre de las unidades con que se debe alimentar y la celda para introducir los valores a la derecha de la pantalla se observan las incógnitas que calcula el programa, donde también se pueden identificar por su nombre y por su símbolo, además de contar con las unidades de la variable calculada y por último tenemos la celda con los valores calculados.

CADENA DE RODILLOS CASO 1

DADA LA VELOCIDAD ANGULAR, LA REDUCCIÓN DE VELOCIDAD, LA DISTANCIA ENTRE RAMALES, Y EL NÚMERO DE RAMALES, EL PROGRAMA DETERMINA EL PASO TEÓRICO, EL NÚMERO DE DIENTES DE LA RUEDA MOTRIZ, LOS DIÁMETROS DE PASO DE LAS RUEDAS DENTADAS, LA POTENCIA NOMINAL, TOTALMENTE CORREGIDA, Y LA VELOCIDAD DE DESPLAZAMIENTO DE LA CADENA.

Datos de entrada

| | | |
|---|----------|--------------------------|
| n | 1900 rpm | Velocidad Angular |
| m | 3 | Reducción de velocidades |
| C | 80 cm | Distancia entre centros |
| R | 1 | Número de Ramales |

Datos de salida

| | | | |
|----|-------------|----------------------|--|
| P1 | 15.4158496 | Paso Teórico | |
| N2 | 75 | Dientes Rueda Motriz | |
| D1 | 128.7022295 | mm | Diámetro de paso de la Rueda Motriz |
| D2 | 379.2179605 | mm | Diámetro de paso de la Rueda Motriz |
| H* | 19.5786 | Kw | Potencia Nominal totalmente corregida |
| L | 127.2418561 | Pasos | Longitud de la cadena |
| V | 12.57166667 | m/s | Velocidad de desplazamiento de la cadena |

SI $n > 900$ rpm $\Rightarrow N_1 \geq 25$

SI $n \leq 900$ rpm $\Rightarrow 12 \leq N_1 \leq 24$

| | | |
|----|-------|--|
| Ks | 1.46 | Coefficiente de corrección por dientes |
| Kr | 1 | Coefficiente de corrección por ramales |
| Ns | 13.41 | Potencia nominal |

SI $L > 80$ pasos **¡CUIDADO EXCESO DE LARGO!**

Figura 3.6.1 Pantalla del caso no. 1

3.6.2 CASO NO. 2 CADENA DE RODILLOS

A continuación se presenta la pantalla del módulo que da solución al caso 2 para cadena de rodillos, donde se tienen los datos de entrada del lado izquierdo, con su respectiva celda para introducir valores, con el nombre de la variable, para su identificación así como las unidades que deben alimentarse al programa; mientras del lado derecho se tienen las incógnitas que calcula el programa con sus respectivos nombres, unidades y celdas donde se muestran los resultados calculados.

Microsoft Excel - cadena_rod2

50%

Año: 12

88 10 05 75

CADENA DE RODILLOS

Dada la potencia del impulsor, la velocidad angular, la distancia entre centros, la reducción de velocidades, el tipo de servicio y el tipo de impulsor, se determina la cadena.

Datos de Inicio

| | | | |
|----------------|-----------|---------|--|
| V | 10.0575 | Ew | Potencia del impulsor |
| x | 300 | r.p.m. | Velocidad Angular |
| C | 70 | cm | Distancia entre centros |
| G | mil/mm | | Tipo de servicio |
| G ₂ | electrica | | Tipo de impulsor |
| M | 1.5 | | Reducción de Velocidad |
| K | 1 | | Coefficiente de servicio |
| L | 50 | | Numero de la cadena |
| R | 3 | | Numero de ramales |
| P | 15.80 | mm | Paso |
| M ₂ | 20 | Dientes | Rueda Motriz |
| E ₁ | 1.18 | | Coefficiente de corrección por dientes |
| E ₂ | 2.5 | | Coefficiente de corrección por ramales |

Datos de salida

| | | | |
|----------------|-----------|---------|--------------------------------------|
| N | 10.0575 | Ew | Potencia de Salida |
| N ₂ | 30 | Dientes | Rueda Impulsada |
| M ₂ | 20.669625 | Ew | Potencia Nominal Transmisa Corregida |

Si L > 80 pasos ¡CUIDADO EXCESO DE LARGO!

| | | | |
|---|-------------|-------|--|
| L | 113.2164413 | Pasos | Longitud de la Cadena |
| V | 1.500 | m/s | Velocidad de desplazamiento de la cadena |

Suma=10.0575 MAY NUM

Microsoft Excel - cad...

Figura 3.6.2 Pantalla del caso no. 2

3.6.3 CASO NO. 3 CADENA DE RODILLOS

En este tercer caso de cadena de rodillos, tenemos el módulo calcular características de una cadena probablemente en funcionamiento, la pantalla del programa nos muestra del lado izquierdo los datos de entrada con sus respectivos nombres, símbolos, unidades y sus celdas para introducir valores; del lado derecho se muestran los resultados de las incógnitas que calculó el programa también con sus nombres, símbolos, unidades y su celda donde se da el dato calculado.

The screenshot shows a Microsoft Excel spreadsheet titled 'Microsoft Excel - cadena_rod3'. The spreadsheet is titled 'CADENA DE RODILLOS' and contains the following text: 'Dado el número de la cadena, el número de ramales, el paso, la velocidad angular, el número de dientes de la rueda motriz, el tipo de servicio y el tipo de impulsor, se determinan los potencias de la cadena.'

Datos de Entrada

| | | | |
|----------------|-----------|---------|---------------------|
| X | 60 | | Número de la cadena |
| R | 1 | rpm | Número de ramales |
| P | 19.05 | mm | Paso |
| ω | 900 | rpm | Velocidad Angular |
| M ₁ | 15 | Dientes | Rueda Motriz |
| G ₁ | cadena | | Tipo de Servicio |
| G ₂ | eléctrico | | Tipo de Impulsor |

Datos de Salida

| | | | |
|----------------|---------|----|--|
| V | 19.4445 | Kw | Potencia de Disco |
| K _s | 1 | | Coefficiente de Servicio |
| K ₁ | 0.85 | | Coefficiente de Corrección por dientes |
| K ₂ | 1 | | Coefficiente de Corrección por ramales |

| | | | |
|----------------|-----------|-----|--|
| H | 19.4445 | Kw | Potencia Nominal |
| H _a | 16.527825 | Kw | Potencia Nominal Totalmente Corregida |
| V | 4.28625 | m/s | Velocidad de Desplazamiento de la Cadena |

Figura 3.6.3 Pantalla del caso no. 3

3.7 FRENOS.

En este módulo se desarrollaron programas para el diseño de frenos, a continuación se presentan las pantallas.

3.7.1 CASO NO. 1 DE FRENOS

Para el caso 1 de frenos, en donde se puede observar a la izquierda de la pantalla los datos de entrada, cada dato tiene una específica celda con el nombre de la variable y sus unidades; a la derecha se tienen las variables que calculó el programa, en donde cada una tiene, su celda para presentación de resultados, unidades y nombre de la incógnita.

De acuerdo a los datos de entrada, el programa nos permite calcular el momento de la fuerza de fricción, el momento de la fuerza normal, la fuerza de trabajo que es ni más ni menos la que detendrá el cuerpo en movimiento, así como también el programa calculará el momento de torsión que se va a desarrollar a causa de la aplicación de la fuerza de trabajo, así como las reacciones en la articulación tanto la horizontal como la vertical y por último la suma de estas reacciones como reacción total en la articulación causada por desarrollar la fuerza de trabajo.

FRENO DE TAMBOR CON UNA ZAPATA INTERNA AUTOENERGIZANTE

Conociendo el radio del tambor, la presión de la zapata, ancho de la zapata, ángulo que cubre la zapata, longitud de la cuerda que subienda la zapata, la longitud del radio desde el centro del tambor a la articulación, el ángulo entre la vertical y radio a la articulación Se determina el momento de la fuerza de fricción, el momento de torsión y la reacción y sus componentes en la articulación

| DATOS DE ENTRADA | | | | DATOS DE SALIDA | | | |
|------------------|---------|----|--|-----------------|-----------|-----|--|
| r | 0.15 | m | Radio del tambor | Mf | 303.9982 | N.m | Momento de la fuerza de fricción |
| f | 0.32 | | Coefficiente de fricción | Mn | 789.5548 | N.m | Momento de la fuerza normal |
| Pa | 1000000 | Pa | Presión de la zapata | F | 2290.36 | N.m | Fuerza de trabajo |
| b | 0.032 | m | Ancho de la zapata | T | 365.8257 | N.m | Momento de Torsión |
| β | 126 | | Ángulo que cubre la zapata | Rx | -1414.879 | N.m | Reacción Horizontal en la articulación |
| C | 0.212 | m | Longitud de la cuerda que subienda la zapata | Ry | 4829.458 | N.m | Reacción Vertical en la articulación |
| a | 0.123 | m | Radio de ubicación de la articulación | R | 5032.449 | N.m | Reacción en la articulación |
| α | 24 | | Ángulo de ubicación de la articulación | | | | |

Figura 3.7.1 Pantalla del Caso no. 1

3.7.2 CASO NO. 2 DE FRENOS

A continuación se presenta la pantalla del programa que da solución al caso 2, donde se tienen los datos de entrada del lado izquierdo, con su respectiva celda para introducir valores, con el nombre de la variable, para su identificación así como las unidades que deben alimentarse al programa; mientras del lado derecho se tienen las incógnitas que calcula el programa con sus respectivos nombres y unidades

El programa nos permite, de acuerdo con los datos de entrada, calcular la fuerza normal que se genera al aplicarse el freno, también calcula la fuerza de fricción que se desarrolla a causa de la fuerza normal y por último calcula la fuerza actuante en la palanca que es la que debe activar todo el freno.

FRENO DE TAMBOR CON UNA ZAPATA EXTERNA AUTOENERGIZANTE

Conocida la ubicación de la articulación de una palanca, su distancia a la fuerza normal, su distancia a la fuerza de fricción, su distancia a la fuerza actuante, así como la presión de la zapata, su ancho y su coeficiente de fricción; se determina la fuerza normal, la fuerza de fricción y la fuerza actuante.

| DATOS DE ENTRADA | | | DATOS DE SALIDA | | |
|------------------|-----------|---|-----------------|--------|-------------------------------|
| d | 0.4 m | Distancia de la fuerza actuante | N | 3000 N | Fuerza Normal |
| b | 0.05 m | Ancho de la zapata | Ff | 1200 N | Fuerza de Fricción |
| h | 0.15 m | Distancia entre la articulación y la fuerza normal | Pe | 1035 N | Fuerza actuante en la palanca |
| m | 0.03 m | Distancia entre la articulación y la fuerza de fricción | | | |
| Lz | 0.1 m | Longitud de la zapata | | | |
| Pa | 600000 Pa | Presión de la zapata | | | |
| f | 0.4 | Coefficiente de fricción | | | |

Figura 3.7.1 Pantalla del Caso no. 2

3.7.3 CASO NO. 3 DE FRENOS

A continuación se presenta el caso 3, el cual es el módulo que se desarrollo para el cálculo del diseño de un freno de disco; es interesante hacer notar, que no existe diferencias fundamentales entre un embrague y un freno de disco, el estudio técnico, y el diseño en ambos casos es similar con el uso de ecuaciones semejantes; en el diseño de los frenos de disco no se tiene autoenergización y, por lo tanto, no son tan susceptibles a variaciones en el coeficiente de fricción; en la pantalla del programa de este caso 3 tenemos en la parte izquierda la alimentación de los datos de entrada los cuales tienen su símbolo con que se representan, la celda para introducir su valor, el nombre del dato y las unidades en que deben introducirse los valores de entrada; a la derecha de la pantalla se muestran las incógnitas que calcula el programa, donde también tienen sus símbolos con que se representan, las celdas con los valores calculados, las unidades de los resultados y finalmente aparece el nombre de la incógnita calculada, de acuerdo a los datos de entrada, el programa calculará la fuerza normal y el momento de torsión que va a causar esta fuerza normal para detener el cuerpo en movimiento.

| DATOS DE ENTRADA | | DATOS DE SALIDA | | | |
|------------------|------------|----------------------------|-------|-----------|------------------------|
| f | 0.15 | Coefficiente de fricción | F_n | 4363.3231 | N.m Fuerza Normal |
| $P_{a(max)}$ | 1000000 Pa | Presión Máxima | | | |
| θ | 25 | Angulo que cubre la zapata | T | 32.724923 | N.m Momento de torsión |
| r_f | 0.1 m | Radio Menor | | | |
| r_o | 0.2 m | Radio Mayor | | | |

Figura 3.7.3 Pantalla del Caso no. 3

3.7.4 CASO NO. 4 DE FRENOS

Por último se presenta la pantalla para la solución del caso 4 de diseño de frenos, se puede observar a la izquierda de la pantalla la entrada de las variables dato, con sus respectivos nombres, unidades y celdas de ingreso, a la derecha se encuentran las celdas con las incógnitas que se calcularon, con sus nombres, unidades y los espacios de las celdas para resultados.

El módulo nos permite el cálculo del radio promedio, el radio menor y el radio mayor de la corona circular así como su área de su superficie, por último se calcula la potencia de fricción que va a desarrollar el freno.

FRENO DE DISCO TIPO PLACA DE CORONA CIRCULAR

Conocido el momento de torsión, la fuerza normal, la velocidad angular, el coeficiente de fricción y la relación de radios de la corona circular, se calcula el radio medio de la corona, el radio inferior de la corona, el radio exterior de la corona, el área de la superficie de fricción y la potencia de fricción.

| Datos de entrada | | | Datos de salida | | |
|------------------|---------|---------------------------------------|-----------------|------------------------|--------------------------------|
| T | 33 N.m | Momento de torsión | r_{prom} | 0.09429 m | Radio Medio del disco de Placa |
| N | 1400 N | Fuerza Normal | r_i | 0.06286 m | Radio Menor |
| f | 0.25 | Coefficiente de fricción | r_o | 0.12571 m | Radio Mayor |
| n | 750 rpm | Velocidad Angular | A | 0.03724 m ² | Area de la superficie |
| R_r | 2 | Relación de radios del disco de Placa | H_f | 2591.81394 watts | Potencia de Fricción |

Figura 3.7.4 Pantalla del Caso no. 4

3.8 EJES

En éste capítulo se desarrolla el módulo de diseño de ejes en DEMAHC. El diseñador puede comparar los resultados con sus valores permitidos (de esfuerzo máximo, deflexión máxima, etc.) y obtener, luego de varias evaluaciones, un diseño óptimo. Para acceder a este programa es necesario abrir el archivo llamado EJES.XLS. Una vez abierto aparecerán cada caso en una hoja de cálculo diferente. En las siguientes secciones se abordará cada caso.

Para el diseño es importante haber calculado el momento de inercia y darlo como dato en unidades de m^4 (metros a la cuarta potencia), así como haber calculado la distancia "c", que es la distancia mayor desde el eje neutro hasta las fibras extremas, dada en metros.

3.8.1 CASO NO. 1 VIGA EN VOLADIZO. CARGA CONCENTRADA EN EL EXTREMO.

La pantalla se muestra en la figura 3.8.1, donde se hace mención por una parte de los datos de entrada, donde se alimentan los valores de las variables que se eligieron como datos y por el otro los datos de salida calculados por el programa.

En esta pantalla se pueden evaluar las reacciones ocasionadas por una carga concentrada que se aplica al extremo libre de una viga en voladizo. Se utilizan como datos de entrada la fuerza aplicada, la longitud de la viga, una distancia "x" en que se analiza la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas; y se calculan las reacciones de fuerza y momento en el empotramiento, la fuerza cortante, el momento reaccionante y la deflexión en cualquier parte de la viga, la deflexión máxima así como el esfuerzo máximo.

En este caso de diseño como en algunos otros, varios de los valores de salida son importantes y el usuario debe definir cual de esas variables es la fundamental para su diseño de acuerdo a los parámetros que tenga definidos.

En caso de omitir el valor de x, el momento intermedio y la deflexión intermedia no presentarán resultados, pero si se sabrá el valor del momento en el empotramiento, la deflexión máxima, la reacción en el empotramiento, la fuerza cortante y el esfuerzo máximo.

| Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Ventana ? | | | | | | | | | | | 1 2 x | | | |
|---|---|--------|----------------|-------------------------|------------------|------------------|----|----------------------|---|---|---------|--|--|--|
| A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | | | | |
| 1 | Caso No. 1 VIGA EN VOLADIZO, CARGA EN EL EXTREMO. | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | Datos de entrada: | | | | | Datos de salida: | | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | F = | 200.00 | N | Fuerza aplicada | R ₁ = | 200.00 | N | Reacción en la pared | | | | | | |
| 7 | L = | 0.40 | m | Longitud de la viga | T = | 200.00 | N | Fuerza Cortante | | | | | | |
| 8 | x = | 0.30 | m | Distancia intermedia | s = | -0.50 | Pa | Esfuerzo Maximo | | | | | | |
| 9 | E = | 207.00 | GPa | Módulo de elasticidad | M ₁ = | -80.00 | Nm | Momento en la pared | | | | | | |
| 10 | I = | 4.00 | m ⁴ | Momento de inercia | M = | -20.00 | Nm | Momento intermedio | | | | | | |
| 11 | c = | 0.100 | m | Distancia al eje neutro | y = | -3.261E-03 | m | Deflexión intermedia | | | | | | |
| 12 | | | | | | | | | | | | | | |
| 13 | | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | | | | | | | |
| 24 | | | | | | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | | | | | | |
| 26 | | | | | | | | | | | | | | |
| 27 | | | | | | | | | | | | | | |
| 28 | | | | | | | | | | | | | | |
| 29 | | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 4 1 H Caso 1 / Caso 2 / Caso 3 / Caso 4 / Caso 5 / Caso 6 / Caso 7 / Caso 8 / 4 | | | | | | | | | | | | | | |

Figura 3.8.1. Caso No. 1

3.8.2 CASO NO. 2. VIGA EN VOLADIZO. CARGA CONCENTRADA EN MEDIO DE LA VIGA.

La pantalla de este caso se muestra en la figura 3.8.2, donde se hace mención por una parte de los datos de entrada, donde se alimentan los valores de las variables que se eligieron como datos y por el otro los datos de salida calculados por el programa.

En esta pantalla podemos calcular a distintas distancias sobre la viga las reacciones y momentos que se originan en el empotramiento de una viga en voladizo con carga concentrada en medio de la misma. También se calcula la deflexión en cualquier parte de la viga (incluyendo la máxima), así como el esfuerzo máximo. Como datos el programa requiere la distancia del empotramiento a la fuerza F , la distancia desde la fuerza F al extremo libre de la viga, la fuerza aplicada, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".

Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Ventana 2 101 x

| | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | | | |
|-----|---|----------|----------------|-------------------------|---|------------------|---|---|---|---|------------------|----------|----|----------------------|
| 1 | Caso No. 2 VIGA EN VOLADIZO. CARGA CONCENTRADA EN UNA ZONA INTERMEDIA | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | Datos de entrada. | | | | | Datos de salida. | | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | F = | 200.00 | N | Fuerza aplicada | | | | | | | R ₁ = | 200.00 | N | Reacción en la pared |
| 7 | L = | 0.40 | m | Longitud de la viga | | | | | | | T = | 200.00 | N | Fuerza Cortante |
| 8 | c = | 1.20 | m | Distancia al eje neutro | | | | | | | s = | -3601.30 | Pa | Esfuerzo Máximo |
| 9 | x = | 0.30 | m | Distancia intermedia | | | | | | | M ₁ = | -40.00 | Nm | Momento en la pared |
| 10 | a = | 0.20 | m | Distancia del empotr. | | | | | | | M _a = | 20.00 | Nm | Momento primero |
| 11 | b = | 0.20 | m | Distancia final | | | | | | | M _b = | 0.00 | Nm | Momento segundo |
| 12 | E = | 207.00 | GPa | Módulo de elasticidad | | | | | | | v _a = | -0.34 | Nm | Deflexión primera |
| 13 | I = | 0.012627 | m ⁴ | Momento de inercia | | | | | | | v _b = | -0.357 | m | Deflexión segunda |
| 14 | | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | | | | | | | |
| 24 | | | | | | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | | | | | | |
| 26 | | | | | | | | | | | | | | |
| 27 | | | | | | | | | | | | | | |
| 28 | | | | | | | | | | | | | | |
| 29 | | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | | | | | | | | | | | | | | |
| 31 | | | | | | | | | | | | | | |
| 32 | | | | | | | | | | | | | | |
| 33 | | | | | | | | | | | | | | |
| 34 | | | | | | | | | | | | | | |
| 35 | | | | | | | | | | | | | | |
| 36 | | | | | | | | | | | | | | |
| 37 | | | | | | | | | | | | | | |
| 38 | | | | | | | | | | | | | | |
| 39 | | | | | | | | | | | | | | |
| 40 | | | | | | | | | | | | | | |
| 41 | | | | | | | | | | | | | | |
| 42 | | | | | | | | | | | | | | |
| 43 | | | | | | | | | | | | | | |
| 44 | | | | | | | | | | | | | | |
| 45 | | | | | | | | | | | | | | |
| 46 | | | | | | | | | | | | | | |
| 47 | | | | | | | | | | | | | | |
| 48 | | | | | | | | | | | | | | |
| 49 | | | | | | | | | | | | | | |
| 50 | | | | | | | | | | | | | | |
| 51 | | | | | | | | | | | | | | |
| 52 | | | | | | | | | | | | | | |
| 53 | | | | | | | | | | | | | | |
| 54 | | | | | | | | | | | | | | |
| 55 | | | | | | | | | | | | | | |
| 56 | | | | | | | | | | | | | | |
| 57 | | | | | | | | | | | | | | |
| 58 | | | | | | | | | | | | | | |
| 59 | | | | | | | | | | | | | | |
| 60 | | | | | | | | | | | | | | |
| 61 | | | | | | | | | | | | | | |
| 62 | | | | | | | | | | | | | | |
| 63 | | | | | | | | | | | | | | |
| 64 | | | | | | | | | | | | | | |
| 65 | | | | | | | | | | | | | | |
| 66 | | | | | | | | | | | | | | |
| 67 | | | | | | | | | | | | | | |
| 68 | | | | | | | | | | | | | | |
| 69 | | | | | | | | | | | | | | |
| 70 | | | | | | | | | | | | | | |
| 71 | | | | | | | | | | | | | | |
| 72 | | | | | | | | | | | | | | |
| 73 | | | | | | | | | | | | | | |
| 74 | | | | | | | | | | | | | | |
| 75 | | | | | | | | | | | | | | |
| 76 | | | | | | | | | | | | | | |
| 77 | | | | | | | | | | | | | | |
| 78 | | | | | | | | | | | | | | |
| 79 | | | | | | | | | | | | | | |
| 80 | | | | | | | | | | | | | | |
| 81 | | | | | | | | | | | | | | |
| 82 | | | | | | | | | | | | | | |
| 83 | | | | | | | | | | | | | | |
| 84 | | | | | | | | | | | | | | |
| 85 | | | | | | | | | | | | | | |
| 86 | | | | | | | | | | | | | | |
| 87 | | | | | | | | | | | | | | |
| 88 | | | | | | | | | | | | | | |
| 89 | | | | | | | | | | | | | | |
| 90 | | | | | | | | | | | | | | |
| 91 | | | | | | | | | | | | | | |
| 92 | | | | | | | | | | | | | | |
| 93 | | | | | | | | | | | | | | |
| 94 | | | | | | | | | | | | | | |
| 95 | | | | | | | | | | | | | | |
| 96 | | | | | | | | | | | | | | |
| 97 | | | | | | | | | | | | | | |
| 98 | | | | | | | | | | | | | | |
| 99 | | | | | | | | | | | | | | |
| 100 | | | | | | | | | | | | | | |

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91 92 93 94 95 96 97 98 99 100

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91 92 93 94 95 96 97 98 99 100

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91 92 93 94 95 96 97 98 99 100

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91 92 93 94 95 96 97 98 99 100

Figura 3.8.2. Caso No. 2

3.8.3 CASO NO. 3. VIGA EN VOLADIZO CON CARGA UNIFORME.

La pantalla de este caso se muestra en la figura 3.8.3, donde se hace mención por una parte de los datos de entrada y por el otro los datos de salida calculados por el programa.

Una carga uniforme en una viga en voladizo nos ocasiona esfuerzos que se pueden calcular en esta pantalla, dicho esfuerzo constituye el esfuerzo máximo y por su signo podemos saber si es de compresión o de tensión. También se puede calcular el valor de la deflexión máxima alcanzado en el extremo libre de la viga, así como las reacciones de momentos y fuerzas en el empotramiento, el momento reaccionante y la fuerza cortante en cualquier parte de la viga. Como datos se ingresan la carga uniforme, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".

| Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Ventana ? | | | | | | | | | | | = < > | | |
|---|---|----------|----------------|-------------------------|------------------|------------|----|----------------------|---|---|---------|--|--|
| A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | | | |
| 1 | Caso No. 3 VIGA EN VOLADIZO CON CARGA UNIFORME | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Datos de entrada: | | | | | | | | | | | | |
| 3 | Datos de salida: | | | | | | | | | | | | |
| 4 | w = | 200.00 | N | Carga uniforme | R ₁ = | 80.00 | N | Reacción en la pared | | | | | |
| 5 | L = | 0.40 | m | Longitud de la viga | T = | 20.00 | N | Fuerza Cortante | | | | | |
| 6 | c = | 0.20 | m | Distancia al eje neutro | s = | -253.43 | Pa | Esfuerzo maximo | | | | | |
| 7 | x = | 0.30 | m | Distancia intermedia | M ₁ = | -16.00 | Nm | Momento en la pared | | | | | |
| 8 | E = | 207.00 | GPa | Módulo de elasticidad | M = | -1.00 | Nm | Momento intermedio | | | | | |
| 9 | I = | 0.012627 | m ⁴ | Momento de inercia | v = | -1.636E-01 | m | Deflexión intermedia | | | | | |
| 10 | | | | | Y _m = | -2.449E-01 | m | Deflexión máxima | | | | | |
| 11 | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | | | | | | | | | | | | | |
| 13 | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | | | | | | |
| 24 | | | | | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | | | | | |
| 26 | | | | | | | | | | | | | |
| 27 | | | | | | | | | | | | | |
| 28 | | | | | | | | | | | | | |
| 29 | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | | | | | | | | | | | | | |
| 31 | Caso 1 / Caso 2 / Caso 3 / Caso 4 / Caso 5 / Caso 6 / Caso 7 / Caso 8 / | | | | | | | | | | | | |

Figura 3.8.3. Caso No. 3

3.8.4 CASO NO. 4. VIGA EN VOLADIZO CON UN MOMENTO EN EL EXTREMO.

La pantalla de este caso se muestra en la figura 3.8.4, donde se hace mención por una parte de los datos de entrada, y por el otro los datos de salida.

En esta pantalla podemos calcular las reacciones generadas por un momento en una viga en voladizo, una de las consecuencias más importantes es el esfuerzo máximo ya que nos permite saber si la viga soportará la carga, la deflexión máxima también es importante para efectos de desgaste por fricción debidos a la curvatura. También se calcula la deflexión en cualquier punto de la viga, la reacción en el empotramiento siempre es cero y el momento generado en el empotramiento siempre es igual, en magnitud, al del momento que se aplica. Como datos se presentan al momento aplicado a la viga, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".

| Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Ventana 2 | | | | | | | | | | |
|--|--|----------|----------------|-------------------------|------------------|------------------|----|----------------------|---|---|
| A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K |
| 1 | Caso No. 4 VIGA EN VOLADIZO CON UN MOMENTO EN EL EXTREMO | | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | | |
| 4 | Datos de entrada. | | | | | Datos de salida: | | | | |
| 5 | | | | | | | | | | |
| 6 | Mb = | 200.00 | N | Fuerza aplicada | R ₁ = | 0.00 | N | Reacción en la pared | | |
| 7 | L = | 0.40 | m | Longitud de la viga | M = | 200.00 | Nm | Momento en x | | |
| 8 | x = | 0.30 | m | Distancia intermedia | M ₁ = | 200.00 | Nm | Momento en la pared | | |
| 9 | c = | 0.21 | m | Distancia al eje neutro | s = | 3326.21 | Pa | Esfuerzo Maximo | | |
| 10 | E = | 207.00 | GPa | Módulo de elasticidad | v = | 3.44E+00 | Nm | Momento intermedio | | |
| 11 | I = | 0.012627 | m ⁴ | Momento de inercia | y _m = | 6.121E+00 | m | Deflexión máxima | | |
| 12 | | | | | | | | | | |
| 13 | | | | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | | | |
| 24 | | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | | |
| 26 | | | | | | | | | | |
| 27 | | | | | | | | | | |
| 28 | | | | | | | | | | |
| 29 | | | | | | | | | | |
| 30 | | | | | | | | | | |
| 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 | | | | | | | | | | |
| 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 | | | | | | | | | | |

Figura 3.8.4. Caso No. 4

3.8.5 CASO NO. 5. VIGA SIMPLE CON CARGA CONCENTRADA EN MEDIO.

La pantalla de este caso se muestra en la figura 3.8.5, donde se hace mención por una parte de los datos de entrada, donde se alimentan los valores de las variables que se eligieron como datos y por el otro los datos de salida calculados por el programa.

Una carga concentrada en el parte media de una viga con apoyos simples es el motivo de cálculos en esta pantalla. Utilizando como datos a la fuerza aplicada, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y"; se calcula la fuerza cortante, en cada apoyo, el momento generado en cada apoyo, la deflexión en cualquier parte de la viga, la deflexión máxima (alcanzada en el punto de aplicación de la carga) y el esfuerzo máximo.

| Archivo Edición Ver Inserir Formato Herramientas Datos Ventana 2 | | | | | | | | | | | [F1] x | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|----------|-------------------------|-------------------------|------------------|------------|----|-------------------------|------------------|--------|---|---------------------|------------------|-------|---------------------|------------------|------------------|-------|-------------------------|------------------|--------|------------|---------------------|----------------------|-------|---------|-----------------|------------------|------------------|----------|---------------|-----------------------|------------------|------------|----------------------|------------------|---------|----|-----------------|------------------|----------|---|-----------------------|------------------|------------|---|------------------|--|
| A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | L | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Caso No. 5 VIGA SIMPLE CARGA CONCENTRADA EN MEDIO | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | Datos de entrada. | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | Datos de salida. | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | F = | 200.00 | N | Fuerza aplicada | R ₁ = | 100.00 | N | Reacción en apoyo 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | L = | 0.40 | m | Longitud de la viga | F _a = | 100.00 | N | Fuerza Cortante inicial | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | c = | 0.30 | m | Distancia al eje neutro | R ₂ = | 100.00 | n | Reaccion en apoyo 2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 9 | x = | 0.30 | m | Distancia intermedia | M _a = | 30.00 | Nm | Momento inicial | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | E = | 207.00 | GPa | Módulo de elasticidad | M _b = | 70.00 | Nm | Momento final | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 11 | I = | 0.012627 | m ⁴ | Momento de inercia | y = | -5.739E-02 | m | Deflexión intermedia | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 13 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 24 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 26 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 27 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 28 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 29 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <table border="1"> <tr> <td> <table border="1"> <tr> <td>R₁ =</td> <td>100.00</td> <td>N</td> <td>Reacción en apoyo 1</td> </tr> <tr> <td>F_a =</td> <td>100.00</td> <td>N</td> <td>Fuerza Cortante inicial</td> </tr> <tr> <td>R₂ =</td> <td>100.00</td> <td>n</td> <td>Reaccion en apoyo 2</td> </tr> <tr> <td>M_a =</td> <td>30.00</td> <td>Nm</td> <td>Momento inicial</td> </tr> <tr> <td>M_b =</td> <td>70.00</td> <td>Nm</td> <td>Momento final</td> </tr> <tr> <td>y =</td> <td>-5.739E-02</td> <td>m</td> <td>Deflexión intermedia</td> </tr> <tr> <td>s =</td> <td>712.758</td> <td>Pa</td> <td>Esfuerzo máximo</td> </tr> <tr> <td>T_b =</td> <td>-100.000</td> <td>N</td> <td>Fuerza Cortante final</td> </tr> <tr> <td>v_m =</td> <td>-1.020E-01</td> <td>m</td> <td>Deflexión máxima</td> </tr> </table> </td> <td></td> </tr> </table> | | | | | | | | | | | <table border="1"> <tr> <td>R₁ =</td> <td>100.00</td> <td>N</td> <td>Reacción en apoyo 1</td> </tr> <tr> <td>F_a =</td> <td>100.00</td> <td>N</td> <td>Fuerza Cortante inicial</td> </tr> <tr> <td>R₂ =</td> <td>100.00</td> <td>n</td> <td>Reaccion en apoyo 2</td> </tr> <tr> <td>M_a =</td> <td>30.00</td> <td>Nm</td> <td>Momento inicial</td> </tr> <tr> <td>M_b =</td> <td>70.00</td> <td>Nm</td> <td>Momento final</td> </tr> <tr> <td>y =</td> <td>-5.739E-02</td> <td>m</td> <td>Deflexión intermedia</td> </tr> <tr> <td>s =</td> <td>712.758</td> <td>Pa</td> <td>Esfuerzo máximo</td> </tr> <tr> <td>T_b =</td> <td>-100.000</td> <td>N</td> <td>Fuerza Cortante final</td> </tr> <tr> <td>v_m =</td> <td>-1.020E-01</td> <td>m</td> <td>Deflexión máxima</td> </tr> </table> | R ₁ = | 100.00 | N | Reacción en apoyo 1 | F _a = | 100.00 | N | Fuerza Cortante inicial | R ₂ = | 100.00 | n | Reaccion en apoyo 2 | M _a = | 30.00 | Nm | Momento inicial | M _b = | 70.00 | Nm | Momento final | y = | -5.739E-02 | m | Deflexión intermedia | s = | 712.758 | Pa | Esfuerzo máximo | T _b = | -100.000 | N | Fuerza Cortante final | v _m = | -1.020E-01 | m | Deflexión máxima | |
| <table border="1"> <tr> <td>R₁ =</td> <td>100.00</td> <td>N</td> <td>Reacción en apoyo 1</td> </tr> <tr> <td>F_a =</td> <td>100.00</td> <td>N</td> <td>Fuerza Cortante inicial</td> </tr> <tr> <td>R₂ =</td> <td>100.00</td> <td>n</td> <td>Reaccion en apoyo 2</td> </tr> <tr> <td>M_a =</td> <td>30.00</td> <td>Nm</td> <td>Momento inicial</td> </tr> <tr> <td>M_b =</td> <td>70.00</td> <td>Nm</td> <td>Momento final</td> </tr> <tr> <td>y =</td> <td>-5.739E-02</td> <td>m</td> <td>Deflexión intermedia</td> </tr> <tr> <td>s =</td> <td>712.758</td> <td>Pa</td> <td>Esfuerzo máximo</td> </tr> <tr> <td>T_b =</td> <td>-100.000</td> <td>N</td> <td>Fuerza Cortante final</td> </tr> <tr> <td>v_m =</td> <td>-1.020E-01</td> <td>m</td> <td>Deflexión máxima</td> </tr> </table> | R ₁ = | 100.00 | N | Reacción en apoyo 1 | F _a = | 100.00 | N | Fuerza Cortante inicial | R ₂ = | 100.00 | n | Reaccion en apoyo 2 | M _a = | 30.00 | Nm | Momento inicial | M _b = | 70.00 | Nm | Momento final | y = | -5.739E-02 | m | Deflexión intermedia | s = | 712.758 | Pa | Esfuerzo máximo | T _b = | -100.000 | N | Fuerza Cortante final | v _m = | -1.020E-01 | m | Deflexión máxima | | | | | | | | | | | | |
| R ₁ = | 100.00 | N | Reacción en apoyo 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| F _a = | 100.00 | N | Fuerza Cortante inicial | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| R ₂ = | 100.00 | n | Reaccion en apoyo 2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| M _a = | 30.00 | Nm | Momento inicial | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| M _b = | 70.00 | Nm | Momento final | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| y = | -5.739E-02 | m | Deflexión intermedia | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| s = | 712.758 | Pa | Esfuerzo máximo | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| T _b = | -100.000 | N | Fuerza Cortante final | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| v _m = | -1.020E-01 | m | Deflexión máxima | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Figura 3.8.5. Caso No. 5

3.8.6 CASO NO. 6. VIGA SIMPLE CON CARGA CONCENTRADA EN UNA DISTANCIA INTERMEDIA.

La pantalla de este caso se muestra en la figura 3.8.6, donde se hace mención por una parte de los datos de entrada, donde se alimentan los valores de las variables que se eligieron como datos y por el otro los datos de salida calculados por el programa.

En esta pantalla se calculan los efectos ocasionados por una carga concentrada que se aplica en cualquier lugar de una viga con apoyo simple. Los efectos calculados son, la fuerza cortante, el momento en los apoyos, la deflexión en cualquier punto, la deflexión máxima y el esfuerzo máximo. Como datos se presentan a la distancia desde $x=0$ a la fuerza de aplicación, la distancia desde la fuerza de aplicación a $x=L$, la fuerza aplicada, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y".

| Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Ventana ? | | | | | | | | | | | _ 1 x |
|---|---|----------|----------------|-------------------------|------|------------|----|---------------------|---|---|-----------|
| A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | |
| 1 | Caso No 6 VIGA SIMPLE CARGA CONCENTRADA EN UNA DISTANCIA INTERMEDIA | | | | | | | | | | |
| 2 | Datos de entrada. | | | | | | | | | | |
| 3 | Datos de salida. | | | | | | | | | | |
| 4 | F = | 200.00 | N | Fuerza aplicada | R1 = | 125.00 | N | Reacción en apoyo 1 | | | |
| 5 | L = | 0.40 | m | Longitud de la viga | Ta = | 125.00 | N | Fuerza Cortante 1 | | | |
| 6 | c = | 0.26 | m | Distancia al eje neutro | R2 = | 75.00 | N | Reacción en apoyo 2 | | | |
| 7 | a = | 0.15 | m | Distancia inicial | Tb = | -75.00 | N | Fuerza Cortante 2 | | | |
| 8 | b = | 0.25 | m | Distancia final | s = | 772.15 | Pa | Esfuerzo máximo | | | |
| 9 | r = | 0.30 | m | Distancia intermedia | Ma = | 37.50 | Nm | Momento en la pared | | | |
| 10 | E = | 207.00 | GPa | Módulo de elasticidad | Mb = | 7.50 | Nm | Momento intermedio | | | |
| 11 | I = | 0.012627 | m ⁴ | Momento de inercia | va = | -1.793E-02 | m | Deflexión inicial | | | |
| 12 | | | | | vb = | -6.097E-02 | m | Deflexión final | | | |
| 13 | | | | | Mm = | 37.50 | Nm | Momento máximo | | | |
| 14 | | | | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | | | | |
| 24 | | | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | | | |
| 26 | | | | | | | | | | | |
| 27 | | | | | | | | | | | |
| 28 | | | | | | | | | | | |
| 29 | | | | | | | | | | | |
| 30 | | | | | | | | | | | |
| 4 1 1 1 Caso 1 / Caso 2 / Caso 3 / Caso 4 / Caso 5 / Caso 6 / Caso 7 / Caso 8 1 | | | | | | | | | | | _ 1 x |

Figura 3.8.6. Caso No. 6

3.8.7 CASO NO. 7. VIGA SIMPLE CON CARGA INTERMEDIA.

La pantalla de este caso se muestra en la figura 3.8.7, donde se hace mención por una parte de los datos de entrada, donde se alimentan los valores de las variables que se eligieron como datos y por el otro los datos de salida calculados por el programa.

Una carga uniforme aplicada en una viga con apoyos simples genera reacciones que son calculadas en esta pantalla, al ingresar como datos a la carga uniforme, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y"; se puede calcular las fuerzas reaccionantes en cada apoyo, la fuerza cortante y la deflexión en cualquier punto de la viga, la deflexión máxima, así como el esfuerzo máximo.

| Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Ventana ? | | | | | | | | | | | 12/1 | | |
|---|--|----------|----------------|-------------------------|------|------------|----|----------------------|---|---|------|--|--|
| A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | | | |
| 1 | Caso No 7 VIGA SIMPLE CON CARGA UNIFORME | | | | | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | Datos de entrada. | | | | | | | | | | | Datos de salida. | |
| 5 | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | w = | 200.00 | N | carga uniforme | R1 = | 40.00 | N | Reacción en apoyo1 | | | | | |
| 7 | L = | 0.40 | m | Longitud de la viga | f = | -20.00 | N | Fuerza Cortante | | | | | |
| 8 | C = | 0.25 | m | Distancia al eje neutro | R2 = | 40.00 | N | Reacción en apoyo2 | | | | | |
| 9 | x = | 0.30 | m | Distancia intermedia | s = | 59.40 | Pa | Esfuerzo máximo | | | | | |
| 10 | E = | 207.00 | GPa | Módulo de elasticidad | M = | 3.00 | Nm | Momento intermedio | | | | | |
| 11 | I = | 0.012627 | m ⁴ | Momento de inercia | v = | -1.817E-02 | m | Deflexión intermedia | | | | | |
| 12 | | | | | | | | | | | | v _m = -2.551E-02 m Deflexión máxima | |
| 13 | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | | | | | | |
| 24 | | | | | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | | | | | |
| 26 | | | | | | | | | | | | | |
| 27 | | | | | | | | | | | | | |
| 28 | | | | | | | | | | | | | |
| 29 | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | | | | | | | | | | | | | |
| 12/1 | | | | | | | | | | | 12/1 | | |
| Caso 1 / Caso 2 / Caso 3 / Caso 4 / Caso 5 / Caso 6 / Caso 7 / Caso 8 / | | | | | | | | | | | | | |

Figura 3.8.7. Caso No. 7

3.8.8 CASO NO. 8. VIGA SIMPLE CON UN MOMENTO EN MEDIO DE LA VIGA.

La pantalla de este caso se muestra en la figura 3.8.8, donde se hace mención por una parte de los datos de entrada, y por el otro los datos de salida calculados por el programa.

En ésta última pantalla correspondiente a vigas, se calcula las reacciones ocasionadas por un momento aplicado en la zona media de una viga con apoyos simples; los datos a ingresar son la distancia desde $x=0$ al momento de aplicación, la distancia desde el momento de aplicación a $x=L$, el momento de aplicación, la longitud de la viga, la distancia intermedia en la viga, el módulo de elasticidad, el momento de inercia y la distancia del eje neutro hasta las fibras extremas en la dirección "y"; de donde se calculan las reacciones de fuerzas y momentos en los apoyos, la deflexión en cualquier lugar de la viga y la máxima, así como el esfuerzo máximo.

| Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Votación ? | | | | | | | | | | | = [F12] x | | | | |
|--|---|----------|----------------|-----------------------|------------------|------------|----|---------------------|---|---|-----------|------------------|------------|---|-----------------|
| A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | | | | | |
| 1 | Caso No. 8 VIGA SIMPLE CON UN MOMENTO EN MEDIO DE LA VIGA | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | Datos de entrada: | | | | | | | | | | | Datos de salida: | | | |
| 5 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | c = | 200.00 | N | Fuerza aplicada | R ₁ = | 64500.00 | N | Reacción en apoyo 1 | | | | | | | |
| 7 | L = | 0.40 | m | Longitud de la viga | T = | 64500.00 | N | Fuerza Cortante | | | | | | | |
| 8 | a = | 0.33 | m | Distancia inicial | R ₂ = | -64500.00 | N | Reacción en apoyo 2 | | | | | | | |
| 9 | b = | 0.07 | m | Distancia final | s = | -6450.00 | Nm | Esfuerzo Máximo | | | | | | | |
| 10 | M = | 25800.00 | Nm | Momento de aplicac. | M _m = | 19350.00 | Nm | Momento máximo | | | | | | | |
| 11 | x = | 0.30 | m | Distancia intermedia | M _a = | 19350.00 | Nm | Momento inicial | | | | | | | |
| 12 | E = | 207.00 | GPa | Módulo de elasticidad | M _b = | -6450.00 | Nm | Momento final | | | | | | | |
| 13 | I = | 0.01263 | m ⁴ | Momento de inercia | va = | -6.823E+01 | m | Deflexión inicial | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | | | | | | vb = | -7.267E+01 | m | Deflexión final |
| 15 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 24 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 26 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 27 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 28 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 29 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 31 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 32 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 33 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 34 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 35 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 36 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 37 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 38 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 39 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 40 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 41 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 42 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 43 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 44 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 45 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 46 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 47 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 48 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 49 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 51 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 52 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 53 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 54 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 55 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 56 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 57 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 58 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 59 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 60 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 61 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 62 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 63 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 64 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 65 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 66 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 67 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 68 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 69 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 70 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 71 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 72 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 73 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 74 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 75 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 76 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 77 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 78 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 79 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 80 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 81 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 82 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 83 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 84 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 85 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 86 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 87 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 88 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 89 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 90 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 91 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 92 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 93 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 94 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 95 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 96 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 97 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 98 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 99 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 100 | | | | | | | | | | | | | | | |

Figura 3.8.8. Caso No. 8

CONCLUSIONES

Se logró apoyar el diseño de algunos elementos de máquinas con una disminución grande de tiempo invertido durante el diseño, dejando atrás el método tradicional de diseño basado en largas horas de cálculos y resolución de problemas.

Se logró dar un apoyo didáctico a los estudiantes de la asignatura de Diseño de Elementos de Máquinas, esto ayudó a evaluar y mostrar los errores de programación que se cometieron durante la realización del software.

Se tiene la posibilidad de en un futuro, modificar y/o agregar más alternativas de diseño para los módulos existentes, así como la inserción de más módulos de otros elementos mecánicos.

Sobre todo si tenemos en cuenta que existen aún una multitud de problemas de diseño por resolver, cuya única condición indispensable sería la descripción lógica del procedimiento específico para resolver el diseño del elemento de máquina deseado, apoyando esto con un diagrama de flujo programación.

Los programas van a funcionar correctamente si se tiene la especial atención de alimentar los datos de entrada con las unidades adecuadas que deben por supuesto coincidir con las especificadas en la pantalla del programa, además se debe tener cuidado por parte del usuario o ingeniero de diseño, quien es el responsable de evaluar analíticamente los resultados y juzgar que los parámetros de diseño no queden fuera de las finalidades específicas pues los programas de ninguna manera sustituyen a la ingeniero.

No se logró probar la aplicación del software en el ámbito profesional para diseñar elementos de máquinas en aplicaciones comunes. Sin embargo, se piensa proporcionar una copia del software al Centro de Diseño Mecánico (CDM) para que sea probado.

La universidad proporcionó los conocimientos básicos como son la teoría de Diseño de Elementos Mecánicos, para poder llevar a cabo la realización de la presente tesis de una manera eficiente y precisa.

La realización de este trabajo de tesis nos permitió profundizar en cada uno de los temas tratados, de tal manera que adquirimos un mayor conocimiento que cuando cursamos las materias de Diseño de Elementos de Máquinas y Diseño de Máquinas.

Se logró la creación de un software innovador para el apoyo en la Ingeniería mecánica, cuyo registro está en trámite.

Somos el primer paso para en la realización del software de optimización de Diseño de Elementos de Máquinas.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Diseño de Elementos de Máquinas.
Robert L. Mott
Editorial Prentice Hall.
2ª. Edición. 1995.
- [2] Virgil Moring Faïres
Diseño de Elementos de Máquinas
Editorial Hispanoamericana SA de CV
4ª. Edición. 1987
- [3] Diseño en Ingeniería Mecánica.
Joseph Edward Shigley y Charles R. Mischke
Mc Graw Hill
5ª. Edición. 1990.
- [4] Elementos de Máquinas.
M.F. Spotts y T.E. Shoup
Editorial Prentice Hall
7ª. Edición. 1999
- [5] A. Allen S. Hall, Jr y otros
Teoría y Problemas de Diseño de Máquinas
Editorial Mc Graw Hill
- [6] Venton Levy, Doghtie y otros
Elementos de Mecanismos
Editorial Continental
1ª. Edición. 1969
- [7] Guillet
Cinemática de las Máquinas
Editorial Continental SA
5ª. Edición. 1977
- [8] Mecánica Teórica
Viacheslav Mijaillovich Starzhinski
Editorial: MIR.
1985
- [9] Mark's Standard Handbook For Mechanical Engineers.
Theodore Baumeister
Mc Graw-Hill
Octava edición. 1978.
- [10] Diseño de Elementos de Máquinas.
Guillermo Aguirre Esponda.
Editorial Trillas, SA de CV
Preedición 1990.

- [11] **Standard Handbook of Engineering Calculation.**
Tyler g. Hicks.
Editorial Mc Graw Hill
1971
- [12] **Plant Engineering Handbook.**
Compilador: William Staniar.
Editorial Mc Graw Hill
Segunda edición 1959.
- [13] **Fundamentos de Mecánica Automotriz.**
Frederik c. Nash.
Editorial Editorial Diana
32a. Impresión. 1991.
- [14] **Automotive Technician's Handbook.**
W. H. Crouse y d. L. Anglin
Editorial Mc Graw Hill
1979
- [15] **Mecánica de Materiales.**
James M. Gere y Stephen P. Timoshenko
Editorial Iberoamérica.
2ª. Edición. 1986.