



57
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO 24

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
" CAMPUS ARAGON "

PROPUESTA PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA
MAQUINA TIPO ANDRADE-CHALMERS QUE PROPORCIONE
ESFUERZO CONSTANTE DURANTE ENSAYOS DE
TERMOFLUENCIA

T E S I S

Que para obtener el título de:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P r e s e n t a :

ALFONSO JIMENEZ ROJAS

JOAQUIN VILLA GABINO

ASESOR: M. EN C. DANIEL ALDAMA AVALOS

San Juan de Aragón, Edo. de México

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1997



Universidad Nacional
Autónoma de México



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.

**PROPUESTA PARA EL DISEÑO Y
CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA TIPO
ANDRADE-CHALMERS QUE PROPORCIONE
ESFUERZO CONSTANTE DURANTE ENSAYOS
DE TERMOFLUENCIA**

ALFONSO:

A MIS PADRES

Con especial agradecimiento a mis padres; Alfonso y Estela; por ese anhelo que ustedes han compartido conmigo, al haber sembrado en mi ese afán de superación tanto en lo intelectual como en lo espiritual, por el enorme apoyo para la culminación de este trabajo. Por eso reitero gracias Papá, gracias Mamá, su hijo Alfonso.

A MIS HERMANOS

Sol, Gaby, Miguel, Elena y Gerardo; por todos los momentos de alegría y de tristezas que hemos pasado juntos, gracias por el apoyo recibido.

JOAQUIN:

A LA MEMORIA DE MI MADRE: PETRA GABINO MARTINEZ

Madre: quiero dedicarte este Trabajo porque siento que eres parte de él, si lo recuerdas, seguramente así es, lo platicamos y lo planeamos, fue un proyecto de ambos así como el servicio social, sin embargo, por azares de la vida, te marchaste para siempre a escasas cinco semanas, dejando en mi vida un dolor tan inmenso que no terminé de sentir por tu irreparable pérdida. Quiero que sepas que en la mayoría de las veces, a la hora de escribir este trabajo, siempre pensaba en tí, poniéndole todas las ganas para hacerlo lo mejor posible porque iba a ser como una ofrenda para tí.

También quiero decirte:

Gracias mamá por tus enseñanzas...

Gracias mamá por hacer de mí un hombre de bien.....

Gracias mamá por este momento que es el fruto de tu sacrificio...

Gracias mamá por el gran amor y cariño que me tuviste...

Gracias por tus palabras de aliento...

Gracias por los buenos momentos que pasamos juntos...

Gracias por decirme tus últimas palabras, horas antes de tu partida, que fueron "Mi hijo chiquito", y por el último abrazo que me diste, que también fue en ese momento...

Y gracias a DIOS por haberme dado una madre como tú.

Por último, quiero decirte que aunque físicamente no estás a mi lado, vas a permanecer siempre viva en mi mente, en mi alma y en mi corazón por todas las horas, por todos los minutos y todos los segundos de mi vida hasta que se acaben.

Quisiera seguir plasmando mis pensamientos sobre este papel, pero podrían pasar horas y horas y utilizar

hojas y más hojas, pero serian
insuficientes y es por eso que solo te
digo:

Gracias madre... gracias mamacita....
gracias mami.... mamita
gracias.... gracias....

AMI PADRE GUILLERMO VILLA
DOMINGUEZ

Papá, no sabes el gusto enorme que
siento porque estás conmigo,
apoyándome desde lo más íntimo de tu
corazón, porque sé que así es y así lo
siento, y de la misma manera te lo
agradezco, por el apoyo, por el cariño
y amor que me brindas día con día,
para que este momento que fué como
un sueño, se haya hecho realidad y

porque este es el fruto de tu esfuerzo y
de tu trabajo gracias y gracias por ser
mi papá y mi amigo pero.... sabes,
sobre todo gracias por ser tal como
eres.

A MIS HERMANOS

Juan

Ma. De los Angeles

Rosa Hilda

Angel

A todos ustedes gracias por igual por
el apoyo brindado hasta este momento,
por su cariño, por su comprensión y
por alentarme día a día, nuevamente
gracias.

Joaquín Villa Gabino

Nueva Aragón, Ecatepec, Edo. de Méx.

1:17 AM del día viernes 5 de abril de 1996

AGRADECIMIENTOS

Es de vital importancia hacer resaltar, que esta obra no es sólo el producto del trabajo de los autores, sino que detrás de ellos estuvo la paciente asesoría y dirección del M en C Daniel Aldama Avalos, que a lo largo de dos años cinco meses se contó con todo su apoyo y comprensión para la realización de esta tesis y porque no decirlo, de él surgió la idea de este proyecto hasta hacerla llegar a la parte final; en virtud de lo anterior, expreso el más infinito agradecimiento hacia él.

Por otro lado se debe hacer mención a la valiosa colaboración que hizo el Doctor J. Gonzalo González y a la Ing. Guadalupe Pérez Baeza del Instituto de Investigaciones Eléctricas de Cuernavaca, al proporcionarnos facilidades para asistir a sus instalaciones y por transmitir sus conocimientos producto de su experiencia. Así como al Físico Alejandro Mendoza Allende, del Instituto de Física de la UNAM por la valiosa colaboración al proporcionar información de primera y al ceder amablemente parte de su investigación, la cual no es de dominio público, además de no haber sido impresas por ningún medio, y por las múltiples horas que dedicó a los autores para aclaración de dudas, a todos ellos gracias. A la UNAM, específicamente a la ENEP ARAGON, gracias.

INDICE

INTRODUCCION	1
I. ANTECEDENTES	4
1.1 LA EVOLUCION DEL ENSAYO.....	4
1.2 HISTORIA DE LA TERMOFLUENCIA.....	5
1.3 TEORIA DE LA DEFORMACION.....	9
1.3.1 DEFORMACION A TEMPERATURA AMBIENTE.....	9
1.3.1.1 DEFORMACION PLASTICA POR DESLIZAMIENTO.....	11
1.3.1.2 ESFUERZO CORTANTE CRITICO.....	18
1.3.1.3 DESLIZAMIENTO MACROSCOPICO LOCALIZADO.....	21
1.3.1.4 DEFORMACION POR MACLAJE.....	22
1.4 LIMITE DE GRANO.....	26
1.5 ENDURECIMIENTO POR DEFORMACION.....	27
II. COMPORTAMIENTO DE LA TERMOFLUENCIA	28
II.1 DIFUSION.....	28
II.2 TERMOFLUENCIA.....	29
II.3 RECUPERACION.....	29
II.4 EL DIAGRAMA DE FLUENCIA Y TERMOFLUENCIA.....	30
II.5 LOS MECANISMOS DE TERMOFLUENCIA.....	32
II.5.1 MOVIMIENTO DE LAS DISLOCACIONES.....	33
II.5.2 DESLIZAMIENTO CRUZADO.....	34
II.5.3 ESCALAMIENTO DE LAS DISLOCACIONES.....	35
II.5.4 POLIGONIZACION.....	37
II.5.5 DESLIZAMIENTO DE LOS LIMITES DE GRANO.....	38
II.5.6 TERMOFLUENCIA DIFUSIVA.....	41
II.6 CAMBIO MICROESTRUCTURAL DURANTE LA TERMOFLUENCIA.....	42
II.7 ENERGIA DE ACTIVACION PARA LA TERMOFLUENCIA.....	43

II 8 LA CURVA DE TERMOFLUENCIA.....	45
II 9 FRACTURA POR TERMOFLUENCIA.....	49
II 10 EL ENSAYO DE TERMOFLUENCIA.....	51
II 10.1 ENSAYO DE TERMOFLUENCIA (PERIODOS LARGOS).....	52
II 10.2 ENSAYO DE RUPTURA POR ESFUERZO.....	52
II 10.3 ENSAYO DE TERMOFLUENCIA EN TIEMPOS BREVES.....	53
II 11 ESQUEMA DE LOS ELEMENTOS DE UNA MAQUINA.....	54
II 12 PROCEDIMIENTO.....	55
II 13 ESTANDARIZADO DE LA PROBETA.....	57
II 14 PREDICCIÓN DE LA VIDA ÚTIL A TEMPERATURAS ELEVADAS.....	62
II 14.1 MÉTODO DE LARSON-MILLER.....	62
II 14.2 MÉTODO DE MANSON-HAIFERD.....	65
II 14.3 APLICACIÓN DEL MÉTODO DE LARSON-MILLER.....	67
II 15 CARACTERÍSTICAS DE LAS GRÁFICAS DE TERMOFLUENCIA.....	70
II 15.1 PORCENTAJE DE DEFORMACIÓN POR TERMOFLUENCIA.....	73
II 15.2 VELOCIDAD DE DEFORMACIÓN POR TERMOFLUENCIA.....	76
II 15.3 ESFUERZO PARA LA FRACTURA.....	77
II 16 METALES RESISTENTES A LA TERMOFLUENCIA.....	79
II 16.1 ALEACIONES.....	79
II 16.2 PROCESOS DE ENDURECIMIENTO EN LAS ALEACIONES.....	79
II 16.3 EFECTO DEL TAMAÑO DE GRANO.....	82
III. MAQUINAS Y ELEMENTOS NECESARIOS PARA EL ENSAYO DE TERMOFLUENCIA.....	85
III.1 TIPOS DE MAQUINAS.....	85
III 1.1 MAQUINA DE ENSAYO DENISON.....	86
III 1.2 MAQUINA CON SISTEMA DE TENSION TIPO HOPKINS.....	88
III 1.3 MAQUINA CON SISTEMA DE TORSION DE ANDRADE.....	89
III 1.4 MAQUINA CON SISTEMA DE TENSION A ESFUERZO CONSTANTE TIPO ANDRADE-CHALMERS.....	90

III.2 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS PARA EL ENSAYO	93
III.2.1 HORNOS	93
III.2.2 EXTENSOMETROS	97
III.2.3 TERMOPARES	109
III.2.4 CONTROL DE TEMPERATURA	112
III.2.4.1 METODOS PARA CONTROLAR LA POTENCIA ALIMENTADA AL HORNO	112
III.2.5 RELOJ	117
IV. DISEÑO DE UNA LEVA TIPO ANDRADE-CHALMERS	118
IV.1 ANTECEDENTES HISTORICOS	118
IV.2 ECUACION QUE RIGE EL COMPORTAMIENTO DE LA LEVA ANDRADE-CHALMERS	121
IV.3 METODOS DE GENERACION DEL PERFIL	126
IV.3.1 PRIMER METODO ANALITICO (DE FUENTES MAYA)	126
IV.3.2 SEGUNDO METODO ANALITICO (DE MENDOZA ALLENDE)	130
IV.3.3 METODO GRAFICO	135
V. DISEÑO DE UNA MAQUINA TIPO ANDRADE-CHALMERS	137
V.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACION	137
V.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO	142
V.2.1 MAQUINA TIPO ANDRADE- CHALMERS	142
V.2.2 MAQUINA DE FUENTES MAYA	143
V.2.3 MAQUINA DE MENDOZA ALLENDE	145
V.2.4 OTRAS MAQUINAS PROPUESTAS	146
V.3 PROPUESTA DE DISEÑO	148
V.4 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS COMPONENTES Y SELECCION DE LOS MATERIALES	150
V.4.1 DESPIECE	150
V.4.2 BASTIDOR	155
V.4.3 LEVA	164
V.4.4 DESBALANCEO	176
V.4.4.1 TIPOS DE DESBALANCEO	176

V.4.4.2	PROBLEMAS TÍPICOS DE DESBALANCEO	179
V.4.4.3	LOCALIZACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA LEVA	182
V.4.4.4	MÉTODOS DE CORRECCIÓN DEL DESBALANCEO	183
V.4.4.5	CORRECCIÓN DE DESBALANCEO DE LA LEVA	184
V.4.5	CONTRAPESO	186
V.4.5.1	SELECCIÓN DEL CONTRAPESO	196
V.4.5.2	CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LA VARILLA PORTABLOQUE	203
V.4.5.3	PUNTE O CONECTOR LEVA-VARILLA	207
V.4.6	EJE DE LA LEVA	209
V.4.6.1	CÁLCULO DEL EJE PARA LA LEVA DE ACERO	210
V.4.6.2	CÁLCULO DEL EJE PARA LA LEVA DE ALUMINIO	211
V.4.6.3	CÁLCULO DEL EJE PARA LA LEVA DE MADERA (ENCINO)	212
V.4.7	COJINETES DE RODAMIENTO	214
V.4.7.1	CONSIDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DE COJINETES	220
V.4.7.2	TIPOS DE LUBRICANTE EN LOS COJINETES DE RODADURA	221
V.4.7.3	CRITERIOS DE SELECCIÓN DE RODAMIENTOS EN BASE A LA CAPACIDAD ESTÁTICA	223
V.4.7.4	SELECCIÓN DEL COJINETE	226
V.4.8	OPRESOR DEL FLEJE	227
V.4.9	FLEJE Y PLATO PORTAPESAS	228
V.4.10	PESAS DE CARGA	230
V.4.11	SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA PROBETA	230
V.4.11.1	BALANCEO DE LA MORDAZA SUPERIOR	235
V.4.12	PROBETA	237
V.5	PROCESOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLE	238
V.5.1	BASTIDOR	238
V.5.2	LEVA	241
V.5.2.1	ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS DE LA LEVA	241
V.5.3	CONTRAPESO	243
V.5.4	EJE	245
V.5.5	OPRESOR DEL FLEJE	246
V.5.6	SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA PROBETA	247

V.5.6.1 CONTRAPESO DE LA MORDAZA SUPERIOR	249
V.5.7 FLEJE Y PLATO PORTAPESAS	250
V.5.8 ENSAMBLE GENERAL	251
V.6 ELEMENTOS AUXILIARES	252
VI ENSAYO EN UN EQUIPO DE TERMOFLUENCIA.....	254
VI.1 MATERIALES EMPLEADOS EN LOS ENSAYOS	254
VI.2 PROCEDIMIENTO PARA EL ENSAYO	255
VI.3 PROBETAS USADAS EN EL ENSAYO	258
VI.3.1 DIMENSIONES DE LA PROBETA	258
VI.3.2 PREPARACION DE LAS PROBETAS ANTES DEL ENSAYO	259
VI.3.3 PREPARACION DE LAS PROBETAS DESPUES DEL ENSAYO	259
VI.3.4 PREPARACION DE LA PROBETA PARA LA OBSERVACION EN EL MICROSCOPIO	260
VI.3.5 ANALISIS DE MICRODUREZA	261
VI.4 ENSAYOS INTERRUMPIDOS	262
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	263
CONCLUSIONES.....	263
RECOMENDACIONES.....	266
REFERENCIAS	267

INTRODUCCION

En México, los avances recientes que ha logrado la ciencia y la ingeniería en sus diversas ramas, se han incorporado a los planes de estudio a nivel licenciatura, lo cual ha sido de mucha importancia para su pleno desarrollo. Sin embargo, al referirse al estudio de la teoría de la termofluencia y a los equipos destinados para su ensayo no ha sucedido así, pues existe una separación considerable de este tema con relación a las universidades y algunos centros de investigación, lo que ha generado un rezago muy grande con respecto a Inglaterra, pues se sabe que se inició en este país desde 1905. El desconocimiento de este tema por la poca o casi nula información, ha dado origen al retraso de esta investigación. Es importante dar a conocer que en nuestro país, este estudio se inició en el laboratorio de metalurgia del Instituto de Física de la UNAM desde hace 25 años y el Instituto de Investigaciones Eléctricas con 4 años de antigüedad. Ambos centros de investigación han trabajado en equipo para la fabricación de algunas máquinas, siendo el último el que ha realizado ensayos, y obtenido resultados al respecto. Por tal motivo, el presente trabajo puede dar un acercamiento de este tema con los estudiantes de ingeniería mecánica de la ENEP ARAGON.

El objeto de este trabajo, es proponer el diseño y fabricación de una máquina tipo Andrade-Chalmers, que proporcione esfuerzo constante durante ensayos de termofluencia, sin embargo, para poder iniciar con la propuesta, se considera necesario incluir en este texto, otros aspectos teóricos que giran alrededor de ella.

En el primer capítulo, se presenta una semblanza histórica del desarrollo de la termofluencia. Incluye la teoría de la deformación a temperatura ambiente, en la que se clasifican dos formas, la primera por deslizamiento en la que se describe la teoría de las dislocaciones, y la segunda por maclaje. Además contempla la influencia del

limite de grano así como el endurecimiento por deformación, teoría que sirve como base para el capítulo siguiente.

En el segundo capítulo se presenta toda la teoría de la termofluencia, en ella se incluyen los conceptos de difusión y recuperación, así como los mecanismos que la generan, los factores que causan los cambios microestructurales y las etapas que se presentan durante el ensayo de la misma. También incluye los tipos de fractura durante el proceso, el ensayo en sus diferentes modalidades, el estandarizado de las probetas y los métodos de predicción de vida residual. Además muestra las diferentes gráficas y su aplicación, las aleaciones resistentes a la termofluencia y el proceso de endurecimiento de los mismos.

En el tercer capítulo se presenta un esbozo de algunas máquinas utilizadas para tal finalidad, esto es con el propósito de mostrar la diferencia que existe entre ellas. También se exponen los elementos auxiliares, con los cuales se puede llevar a cabo el ensayo en forma adecuada, tales como el horno, extensómetro termopar y el reloj.

En el cuarto capítulo se muestran los antecedentes históricos sobre los mecanismos que utilizó Andrade para obtener el esfuerzo constante. Como parte fundamental, se establecen el desarrollo y las deducciones de las ecuaciones paramétricas que rigen el comportamiento de la leva. Todo esto se hace con los dos métodos analíticos presentados por J. Fuentes Maya y A. Mendoza Allende, siendo este último el único que ha desarrollado el primer método gráfico. Con los tres procedimientos y su correcta aplicación se puede obtener el diseño del perfil de la leva tipo Andrade-Chalmers, que es el elemento fundamental de la máquina.

En el quinto capítulo se desarrolla de manera minuciosa el diseño de la máquina tipo Andrade-Chalmers, partiendo de la exposición del planteamiento del problema, surgiendo de éste, la proposición de las alternativas de diseño, además de seleccionar la mejor opción, la cual implica sencillez en su fabricación,

funcionalidad, economía y estética. todo esto debidamente respaldado por las teorías de diseño, por otra parte, también se presenta la planeación para la manufactura, incluye además los dibujos de detalle, recomendación de materia prima y materiales, para proceder a la manufactura de cada uno de los elementos para que finalmente se prosiga al ensamble general de la máquina.

Con lo que respecta al capítulo VI, se presenta el desarrollo experimental del ensayo en un equipo de termofluencia similar, esto es con la finalidad de mostrar una secuencia detallada del procedimiento que llevan a cabo los investigadores del IIE de Cuernavaca y así poder realizar un análisis comparativo de lo que se describe teóricamente en la bibliografía y de como se lleva a cabo físicamente; lo cual puede servir como guía para ensayos futuros.

Por último se expresan las conclusiones del presente trabajo así como las sugerencias y recomendaciones finales.

CAPITULO I

ANTECEDENTES

1.1 LA EVOLUCION DEL ENSAYO

En el pasado no parece que estuviesen preocupados especialmente por la economía de los materiales en sus obras, pero sí por la calidad de éstas, lo cual permitió que perduraran con el tiempo.

En el siglo XVI (1), los metalurgistas prácticos comenzaron a tomar nota de los detalles técnicos de su oficio, con la finalidad de instruir a los demás. Los más importantes entre estos autores son Biringuccio (1540), Agrícola (1556) y Ercker (1574). Sus libros, sobresalen, en el tema de las aleaciones, aplicaciones de los metales y el ensayo de minerales y aleaciones, respectivamente.

Al final del siglo XVI, Galileo resolvió ciertos problemas de resistencia y efectuó los primeros ensayos conocidos de tracción y flexión.

En 1678 Hooke anunció la ley de proporcionalidad de deformaciones y fuerzas. En la misma época Mariotte y Jacques Bernoulli estudiaron la flexión plana.

El 1773 Parea después de Coulomb, proporcionaron una teoría correcta de la flexión simple, mediante la aplicación de las ecuaciones de equilibrio.

La resistencia de materiales toma forma como cuerpo de doctrina desde el principio del siglo XIX; este se desarrolló rápidamente gracias al trabajo de ingenieros, matemáticos y físicos del siglo pasado.

Actualmente los estudios van enfocados a las aleaciones ligeras, así como la influencias de las pequeñas deformaciones permanentes y los esfuerzos o cargas

repetidas incluyendo las presencia de temperaturas ya sean muy altas o bien muy bajas, según se requiera (2).

1.2 HISTORIA DE LA TERMOFLUENCIA

La primera persona que estudió y evaluó el fenómeno de fluencia fue el ingeniero francés Vicat. Este investigador en coordinación con el departamento des Ponts et Chaussées, fue el responsable de las pruebas realizadas en los materiales del puente del camino nacional a construir. Varios de éstos en esa época estaban suspendidos por cables fabricados con alambre de hierro endurecido.

La observación de las deformaciones elásticas en los materiales se comprobaron en alambres que fueron sometidos a varias pruebas, estos fueron extruidos de cables de $\frac{1}{4}$ ", $\frac{1}{2}$ " y $\frac{3}{4}$ " de diámetro y se sometieron a cargas repetidas de 43 kg.

En el año de 1831, Vicat inició su registro de datos, que al graficarlos, observó la primera parte de una curva, (véase la Fig. II.11. Esta se estudiará con mas detalle en el capítulo siguiente) y concluyó que las muestras deberían estar cargadas por debajo del límite donde su deformación deja de ser elástica, para tomarse en permanente, produciéndose así un cambio dimensional a consecuencia del flujo (fluencia), por tal motivo debería evitarse. Esta hipótesis sirvió como filosofía base para muchos otros ingenieros investigadores durante los siguientes cien años. Pretendiendo buscar estos valores surgió un considerable avance en el conocimiento de este fenómeno, de tal modo que se buscó determinar con exactitud los límites, de fluencia.

Un siglo después, este trabajo fue guiado mediante estudios teóricos por Boltzmann y otros, en un intento por determinar el tiempo que tarda en deformarse una probeta una vez que se ha sometido a tensión; así como el registro de los procesos atómicos implicados en la deformación de los materiales. Los frutos

modernos de este trabajo, fueron resumidos y revisados en un estudio posterior, buscando formar teorías básicas.

El ingeniero francés Tresca en el año de 1870 fue el primero en formular la ley del flujo plástico en los sólidos, además reconoció la necesidad de crear un convenio para la realización de experimentos que mostraran los efectos generales de un conjunto de fuerzas y la velocidad de fluencia en los materiales.

Fairbairn, Kirkaldy en Inglaterra y Le Chatelier en Francia, realizaron ensayos de tensión en hierro y acero, pero a diferencia de los anteriores, éstos fueron a temperaturas superiores a los 500°F (de termofluencia) y por tal motivo fueron relativamente rápidos. Ellos observaron que con el aumento de la temperatura y manteniéndola constante, la resistencia del metal decrece. Estas medidas fueron el principio de numerosos estudios en aceros al carbón.

En 1877, el ingeniero mecánico estadounidense Thurston, fue el primero en presentar un registro de datos de termofluencia tal como se indica en la figura II.11, que se verá en el segundo capítulo. Ocupándose del estudio del fenómeno y su comportamiento, en relación con el tiempo, observó que con el paso de éste, el esfuerzo de tensión disminuye bajo una misma carga.

Hopkinson y Rogers en 1905 realizaron ensayos de corto tiempo a temperaturas elevadas hasta de 800°C (termofluencia acelerada); y al igual que Philips (3) observaron la variación de las dimensiones en las probetas utilizadas. Es por esto que se les dio el crédito como los primeros en presentar datos de termofluencia de una amplia variedad de aceros a diferentes temperaturas.

Entre 1910 y 1914, Andrade obtuvo las gráficas del comportamiento de la termofluencia para varios metales, buscando una utilidad práctica que obligara a los diseñadores a considerar las altas temperaturas, para obtener equipos con mayor eficiencia.

En esta época la naciente industria química fué de las primeras en solicitar estudios de materiales manejados con esfuerzos y altas temperaturas, lo cual obligó a retomar las experiencias de los investigadores anteriores.

Chevernad se dedicó a realizar estudios mas avanzados de termofluencia, y en 1919 publicó la primera de una larga serie de investigaciones al respecto y enfocó especialmente al comportamiento del acero; Dickenson, trabajando independientemente en Inglaterra, inicia el desarrollo de dos ensayos, en los cuales considera las variables Longitud-Tiempo en la primera, y Tensión-Termofluencia en la segunda, logrando así un importante método de medición.

El interés por este fenómeno en EE.UU., condujo a organizar en 1924 el simposium de ASTM y ASME sobre las propiedades de los materiales a temperaturas elevadas.

El firme crecimiento de la industria automovilística, creó el equipo para determinar el comportamiento mecánico del acero hasta su fractura, a temperaturas elevadas, este material fue fabricado y utilizado para motores de gasolina, otro material con características similares fue el utilizado en las refinerías de aceite, diseñado por los metalurgistas contra la termofluencia.

El descubrimiento de otras aleaciones para nuevas necesidades tuvo gran éxito, éste comprende el efecto de flujo plástico; dando con esto, el desarrollo de los conceptos básicos de la teoría macroscópica de la plasticidad y el comportamiento de los cristales en los metales, dando como resultado el perfeccionamiento de las teorías para materiales cristalinos.

En los años de la segunda guerra mundial, surgió la necesidad de desarrollar aviones mas veloces; por lo que se buscaron las aleaciones adecuadas para escapes de turbinas de gas y sus carcazas, ya que en buena medida trabajan bajo el fenómeno

de termofluencia; se requería que el material soportara grandes esfuerzos y fuera tenaz además de resistir las temperaturas elevadas. Esto obligó a los metalurgistas a tener que buscar nuevas aleaciones resistentes al calor.

Otros problemas urgentes fue el mejorar las plantas eléctricas que utilizaban energía nuclear, donde se manejaron grandes deformaciones en los materiales que estaban en contacto con el uranio como elemento combustible; además, la llegada de aeronaves como el jet y los misiles dirigidos, llamaron la atención por los esfuerzos desarrollados en la propulsión y las temperaturas elevadas en la parte superior de la carena, producidos por la fricción del aire. Otro inconveniente que se presentó en estas aeronaves, fue el peso de su estructura y el abollamiento de la carcasa, lo que provocó que se intensificaran estudios orientados al diseño de una estructura de metal más ligero, como tal, fue utilizado el titanio y algunas aleaciones aplicadas en toda la superficie. En la construcción de la cámara de combustión, se emplearon materiales con resistencia al flujo plástico, como los cerámicos, que trabajan a una temperatura cercana al punto de fusión, de algunos metales.

En general, las máquinas modernas han aumentado las temperaturas y disminuido la tolerancia de funcionamiento. Las turbinas de gas por ejemplo, llevan piezas muy ajustadas sometidas a elevadas temperaturas de combustión, además del enorme esfuerzo que provoca su trabajo y la velocidad de rotación. La termofluencia en estas piezas es desastrosa ya que motiva que los álabes choquen con los adyacentes.

Por otro lado las partes estructurales de un avión también se deforman al calentarse por la fricción del aire a grandes velocidades; este calentamiento ha limitado el aumento de la velocidad, límite que se ha dado en llamar "barrera del calor". Hoy día, los científicos e ingenieros han logrado disminuir esta barrera con ayuda de nuevos materiales resistentes a la termofluencia.

Este fenómeno, también se presenta en turbinas y generadores de vapor e instalaciones de la industria petrolera (3).

Todo lo anterior muestra el desarrollo gradual que este fenómeno ha provocado hasta nuestro días.

1.3 TEORIA DE LA DEFORMACION

1.3.1 DEFORMACION A TEMPERATURA AMBIENTE

Si algún material es sometido a esfuerzos de tensión, éste puede deformarse elástica o plásticamente, se dice que se deforma elásticamente, cuando al retirar el esfuerzo al que se encuentra sometido, regresa a su estado inicial, esto se debe a que la deformación sufrida no fue superior a su límite elástico. En el segundo tipo de deformación sucede lo contrario, ya que al retirar el esfuerzo actuante en dicho material, éste ya no vuelve a su estado inicial, a este tipo de deformación se le llama plástica o permanente (4).

Al esfuerzo máximo en donde inicia la deformación plástica de un material, se le conoce como punto o límite de fluencia. En el diseño de máquinas, es necesario considerar dicho valor ya que sólo se debe trabajar en el rango elástico de tal manera que no se presente la deformación plástica, porque en este caso se considera como falla (5). Sin embargo, en algunos procesos de formado de metales, por ejemplo, el laminado, embutido, forjado y troquelado entre otros, es importante conocer dicho límite ya que de ello se puede optimizar el proceso.

Después de haber mencionado los tipos de deformación, es importante recordar el ensayo de tensión, ya que contempla la relación que tiene la deformación ϵ con el esfuerzo aplicado σ , mediante la gráfica esfuerzo-deformación (6). Véase la Fig. 1.1

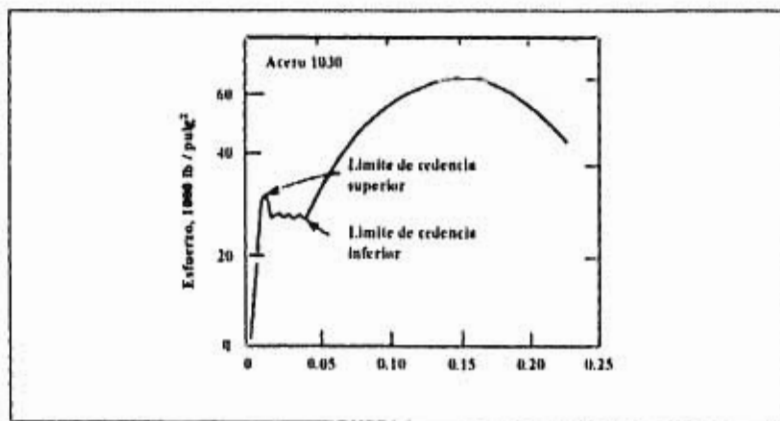


Figura 1.1 Curva ingenieril σ - ϵ del acero 1030. Tomada del libro "Propiedades Mecánicas" de Hayden AT EL.

Como se indica en la gráfica anterior, las variables que intervienen son σ - ϵ que se definen como:

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \dots\dots\dots 1.1$$

$$\epsilon = \frac{\ell - \ell_0}{\ell_0} = \frac{\Delta \ell}{\ell_0} \dots\dots\dots 1.2$$

donde

σ = Esfuerzo [lb/in²]

P = Carga aplicada [lb]

ϵ = Deformación [in/in]

ℓ = Longitud [in]

ℓ_0 = Longitud inicial [in]

De acuerdo con la figura 1.1 se observa que en algunos materiales, al aplicar la carga, el comportamiento de la deformación, en relación con el esfuerzo aplicado es una línea recta hasta un punto final que se llama límite de elasticidad, de ahí en adelante, la línea deja de ser recta para convertirse en una curva (sólo para el caso de los metales dúctiles). El área bajo la curva de esta gráfica, posee dos zonas de deformación, la que se localiza bajo la recta, se conoce como elástica y a la que se encuentra por debajo de la curva como plástica (5).

La deformación plástica en los metales se lleva a cabo en el interior de sus cristales y se manifiesta principalmente por dos mecanismos que son: deslizamiento y maclaje, este último se presenta cuando el primero es restringido, ya que si no sucediera, en lugar de deformación, habría ruptura frágil. También puede llevarse a cabo con una combinación de ambos a la vez (4).

1.3.1.1 DEFORMACION PLASTICA POR DESLIZAMIENTO

El proceso de este mecanismo se lleva a cabo en los cristales que forman a un metal determinado. Para este caso, considérese un metal monocristalino que es deformado por la acción de una carga axial, que produce tensión y que sobrepasa su límite de elasticidad, consecuentemente se observará un incremento en su longitud, debido a que un plano de átomos se desplaza paralelamente respecto a otro en dirección oblicua, aparecido en el proceso un escalón, es en este momento cuando la deformación se detiene, véase Fig. 1.2(a). Si la fuerza de tensión se incrementa, otro plano vuelve a desplazarse igual que el anterior, apareciendo otro escalón y con ello el incremento en su longitud, deteniéndose nuevamente su deformación. Este proceso continúa en forma sucesiva, ya que, para la aparición de nuevos desplazamientos de planos, se tiene que aumentar la carga, ver Fig. 1.2 (b). Como la deformación y la fuerza de tensión se mantienen axiales, los planos y direcciones de

deslizamiento tienden a girar sobre el eje de tensión (4), tal como se indica en la Fig. 1.2 (c).

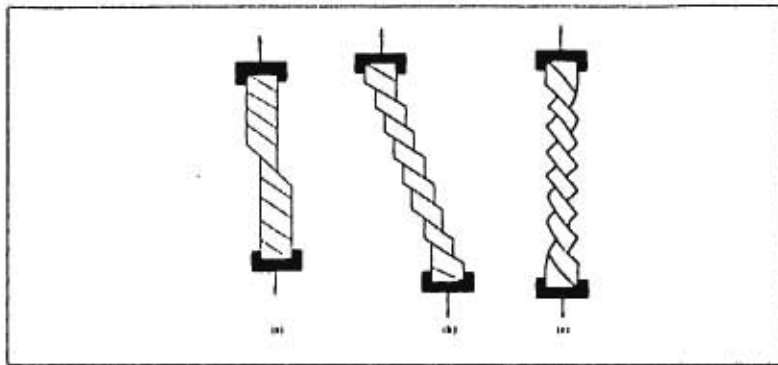


Figura 1.2 Tomada del libro "Introducción a la metalurgia Física" de Avner.

Si los planos de deslizamiento son paralelos o perpendiculares a la dirección del esfuerzo aplicado, en este caso, no puede haber deslizamiento, la única alternativa sería la fractura (1,7), como se encuentra indicado en la Fig. 1.3 (a) y (b).

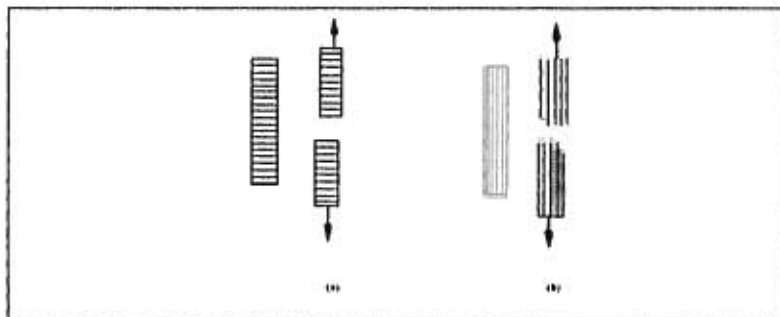


Figura 1.3 a) planos de deslizamiento normales a la tensión aplicada; fractura frágil, sin deslizamiento, b) Planos de deslizamiento alineados a la carga aplicada; Fractura frágil, sin deslizamiento. Tomada del libro "Conocimiento de los materiales en ingeniería" de V. B. John

La deformación plástica por deslizamiento es el resultado del movimiento de los defectos lineales en las redes de planos atómicos dentro de un cristal, que reciben el nombre de dislocaciones (8). Una dislocación se define como una falta de continuidad de la red cristalina a lo largo de una fila completa de átomos en un plano (9).

Una imperfección como ésta, puede manifestarse de dos formas, de borde y de tornillo y suelen presentarse en forma simultánea durante la deformación (10), como se indica en la Fig. 1.4.

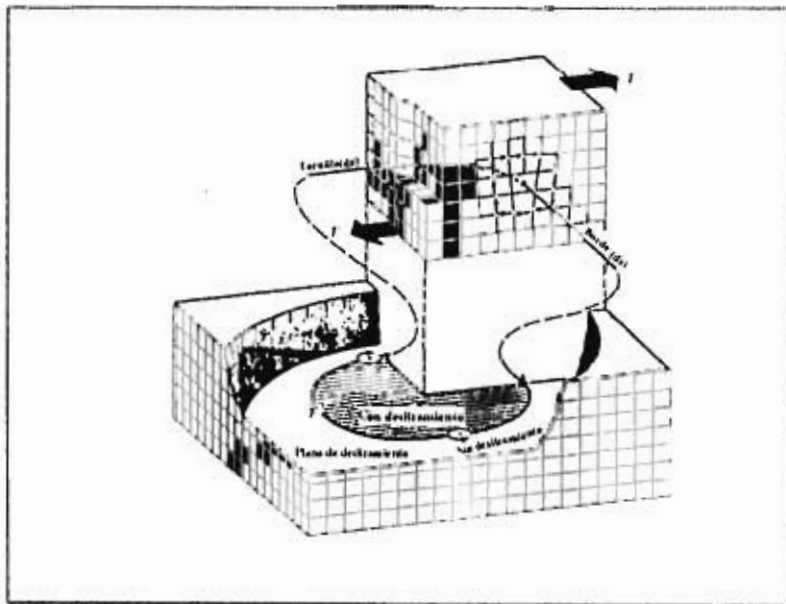


Figura 1.4 Geometría de un circuito de dislocación cerrado, mostrando en una sección separada, regiones con dislocaciones puras de borde y de tornillo. Tomada del libro "Propiedades mecánicas" de Hayden ET AL.

En la Fig. 1.5 se observa un cristal dividido en dos partes por la línea $x-x'$, en el cual, tanto el conjunto de planos que forman la red superior, como la inferior parecen perfectos, solamente cuando están juntos, se manifiesta una imperfección, que se mueve en un línea perpendicular a la página. Este defecto lineal es una dislocación de borde y se representa por el símbolo $\perp(10)$. Como puede apreciarse, la adición de un plano parcial extra, en forma adyacente a los planos de la red, es lo que se conoce como una dislocación del tipo antes señalada (9).

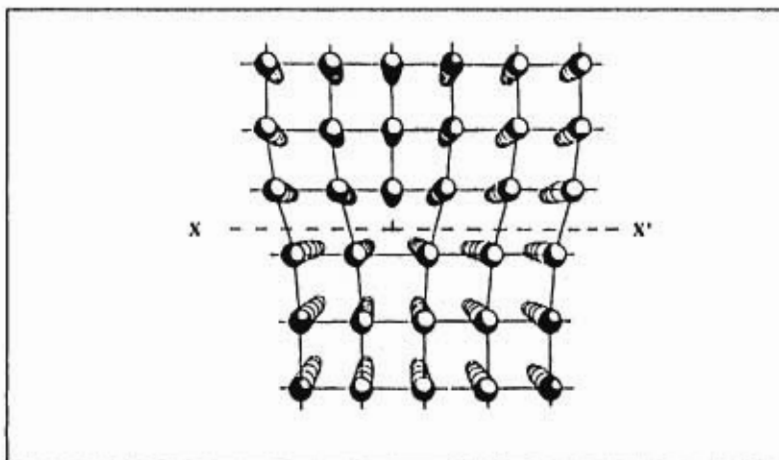


Figura 1.5 Una dislocación de borde. Tomada del libro "Ciencia de materiales" de Anderson.

Para mostrar las características de una dislocación de tornillo, es necesario definir primeramente el vector de Burgers. Se le llama de esta manera a la magnitud y dirección del deslizamiento y se representa con la letra b . En la Fig. 1.6 (a), se puede apreciar, que el vector de burgers en una dislocación de borde, es perpendicular a la línea de dislocación, mientras que en el inciso b) de la misma figura, se muestra otro caso donde el vector b es paralelo a la línea de dislocación; este es el otro tipo de dislocación, llamada de tornillo (6).

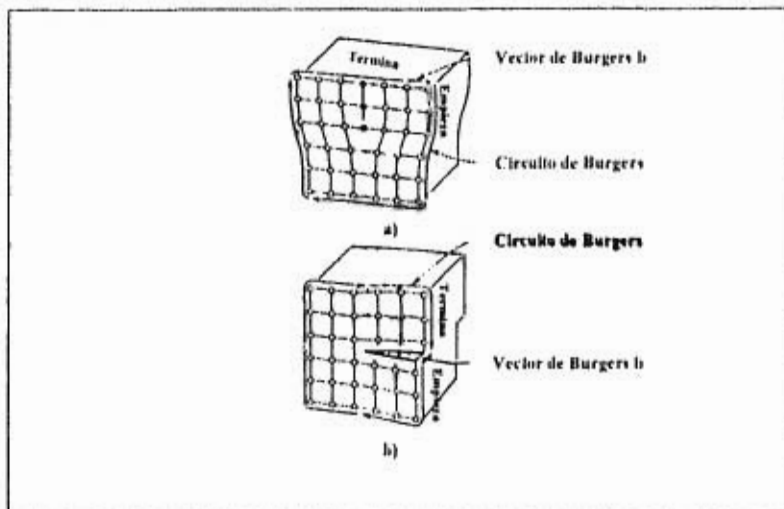


Figura 1.6 Vector de Burgers y circuito de Burgers de: (a) una dislocación de borde, (b) una dislocación de tornillo. Obtenida del libro "Propiedades Mecánicas" de Hayden ET AL.

Para describir el movimiento de las dislocaciones, considere la Fig. 1.7 (a) que ilustra como se mueve una dislocación de borde a través del cristal, bajo un esfuerzo cortante aplicado, que se indica por los vectores τ . Como resultado del esfuerzo aplicado, el átomo c , puede moverse a la posición marcada c' en el inciso b) de la figura mencionada. Si lo hiciese, la dislocación, se movería una distancia atómica hacia la izquierda. El plano X, en la parte superior de la figura, corre continuamente de arriba hasta el fondo del cristal, mientras que el plano Y termina abruptamente en el plano deslizante. La aplicación continuada del esfuerzo causará que la dislocación se mueva a pasos repetidos a lo largo del plano de deslizamiento del cristal. El resultado final es que el cristal se corta a través del plano de deslizamiento por una distancia atómica (b) como se muestra en el inciso c) de la figura en cuestión.

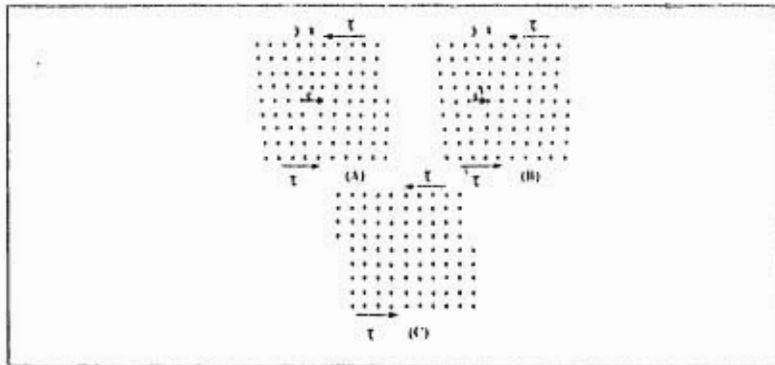


Figura 1.7 Tres fases en el movimiento de una dislocación de borde a través de un cristal.
 Extraída del libro "Principios de Metalurgia Física" de Reed-Hill.

Hayden (6) plantea que una dislocación de borde se mueve en dirección paralela a su vector de Burgers, mientras que una de tornillo lo hace en forma perpendicular. Véase Fig. 1.8 (a y b)

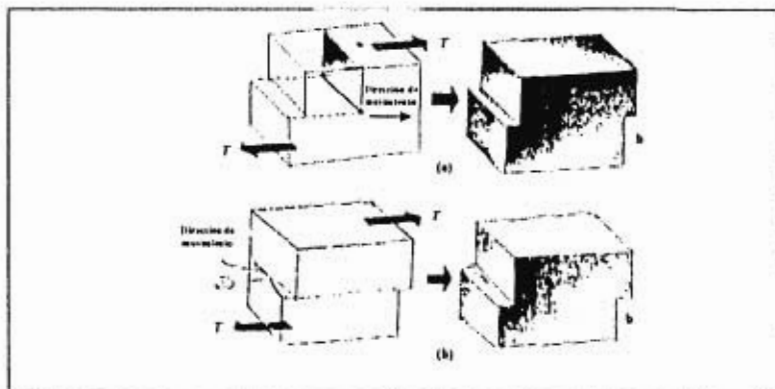


Figura 1.8 La creación de un escalón de deslizamiento por: (a) una dislocación de borde y (b) una dislocación de tornillo, a medida que cada una recorre el plano de deslizamiento bajo la acción de un esfuerzo cortante. Tomada del libro "Propiedades Mecánicas" de Hayden ET AL.

A veces, las dislocaciones encuentran a su paso obstáculos que no pueden cortar fácilmente, sin embargo, es posible que las eviten, cambiándose a otros planos de deslizamiento. La Fig. 1.9 muestra este cambio efectuado por una dislocación de tornillo durante su movimiento; este proceso es conocido como deslizamiento cruzado.

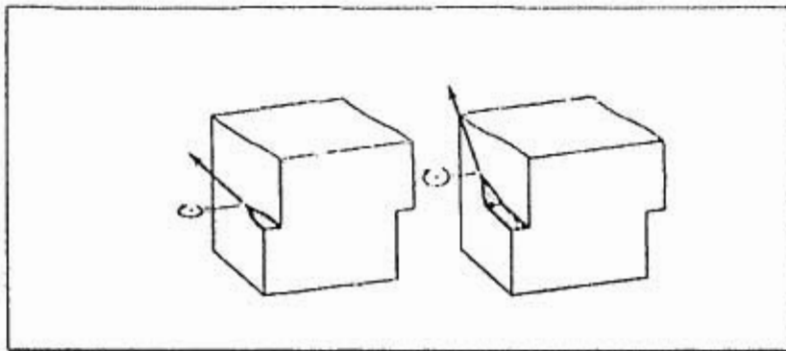


Figura 1.9 Deslizamiento cruzado de una dislocación de tornillo. Extraída del libro "Propiedades Mecánicas" de Hayden ET AL.

El proceso denominado escalamiento de las dislocaciones de borde, es otra alternativa para continuar con el movimiento de ellas, cuando éste ha sido restringido. El mecanismo se realiza por difusión de vacancias a la dislocación y por transición de átomos de la hilera inferior, en la mitad extra del plano hacia vacancias adyacentes, del mismo modo, la dislocación puede hacer un escalamiento descendente, produciendo vacancias en el volumen adyacente a la mitad del plano. Una característica fundamental de este proceso, es que se lleva a cabo con mayor frecuencia sólo con las temperaturas elevadas, y muy lentamente a temperatura ambiente, debido a que aumenta la concentración de equilibrio de vacancias con el incremento de este parámetro (6). Véase la Fig. 1.10

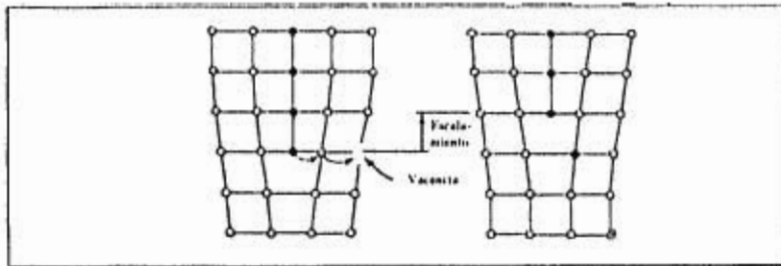


Figura 1.10 Escalamiento de una dislocación de borde Tomada del libro "Propiedades Mecánicas" de Hayden AT EL.

Por otra parte, es importante resaltar que en los cristales existen planos de mayor densidad atómica, y éstos son también, los más ampliamente espaciados; por tal motivo, la resistencia al deslizamiento es generalmente menor, que en otros juegos de planos (4), ya que se requiere menor energía para su deslizamiento (8). Es por esto que la cizalladura a lo largo de ellos se desarrolla con especial facilidad (12). Para que se produzca el deslizamiento en planos de menor densidad atómica, la energía requerida es mucho mayor, pero en caso de que el cristal se haya endurecido por la deformación y su deslizamiento sea impedido por los límites de grano, otros planos menos compactos pueden iniciar su deslizamiento (4).

1.3.1.2 ESFUERZO CORTANTE CRITICO

Este es el esfuerzo requerido para iniciar o continuar la acción de corte, en un sistema particular de deslizamiento (13).

La fuerza requerida para producir deslizamiento no sólo es función del esfuerzo crítico de corte, sino que depende también de dos factores y son:

- 1) El ángulo entre el plano de deslizamiento y la dirección de la fuerza aplicada F
- 2) El ángulo entre la dirección de deslizamiento y la dirección de la fuerza.

Considere la figura 1.11, donde A es el área de la sección transversal perpendicular a la dirección de la fuerza, por lo tanto, F/A es el esfuerzo normal o axial; por consiguiente, la componente del esfuerzo cortante τ en la dirección de deslizamiento es:

$$\tau = \frac{F \cos \lambda}{A / \cos \phi} = \frac{F}{A} \cos \lambda \cos \phi$$

Esta ecuación es conocida como la ley de Schmid, donde ϕ es el ángulo entre la dirección de la fuerza y la normal al plano de deslizamiento, y λ es el ángulo entre la dirección de la fuerza y la dirección de deslizamiento. El deslizamiento ocurrirá con la mínima fuerza axial, en el momento en que λ y ϕ sean 45° . Bajo estas condiciones τ es igual a un medio del esfuerzo axial F/A . La componente cortante del esfuerzo disminuye para cualquier otra orientación cristalina, cayendo a cero cuando λ o ϕ se aproximen a 90° (14)

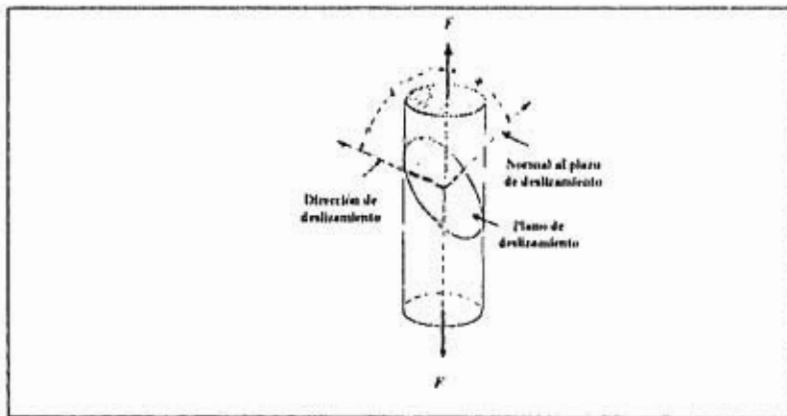


Figura 1.11 Descripción de los ángulos de deslizamiento λ y ϕ usados en determinar el esfuerzo cortante crítico, τ_c . Sustruido del libro "Materiales para Ingeniería" de Van Vlack.

Sistema de deslizamiento

Como ya se ha mencionado existen planos con mayor densidad atómica; las direcciones en que estos se deslizan, lo son también. Al conjunto de planos y direcciones se les conoce como sistemas de deslizamiento (6,8).

Por ejemplo, en un metal cuya celda unitaria sea del sistema cúbico de caras centradas, la mayor densidad atómica se tiene presente en la familia de planos $\{111\}$ y posee cuatro planos diferentes $(1,1,1)$ y cada uno posee tres direcciones diferentes de deslizamiento $[1,1,0]$ (7). Ver Fig. 1.12 (a y b).

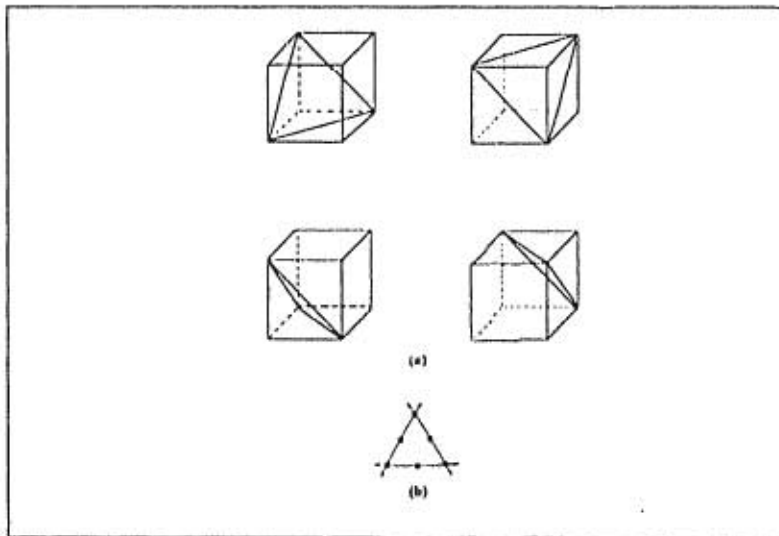


Figura 1.12 Planos de deslizamiento y direcciones del sistema c.c.c. a) celdas unitarias mostrando 4 planos de deslizamiento (111) . b) Vista en planta de plano (111) mostrando las direcciones de deslizamiento. Obtenida del libro "Conocimiento de los Materiales en Ingeniería" de V. B. John.

1.3.1.3 DESLIZAMIENTO MACROSCÓPICO LOCALIZADO

En este caso, tal deslizamiento, se puede concentrar en bandas direccionales masivas y dar como consecuencia una deformación plástica no uniforme, que proviene de tres causas:

- 1) Desigual distribución de la tensión dentro del material
- 2) Desigual distribución de los sistemas de deslizamiento posibles
- 3) Modo de generación del deslizamiento, a partir de varias fuentes de dislocación distribuidas al azar (9)

En los aceros al carbón, y otras aleaciones la deformación plástica antes mencionada inicia en el punto mínimo de cedencia. Véase la Fig. 1.1. Este comportamiento principia en una área de concentración de esfuerzos .Generalmente aparecen cerca de las mordazas que sostienen la probeta y se propagan a través de la muestra, en forma de bandas visibles conocidas como bandas de Lüder (6) Ver Fig. 1.13 (a y b).

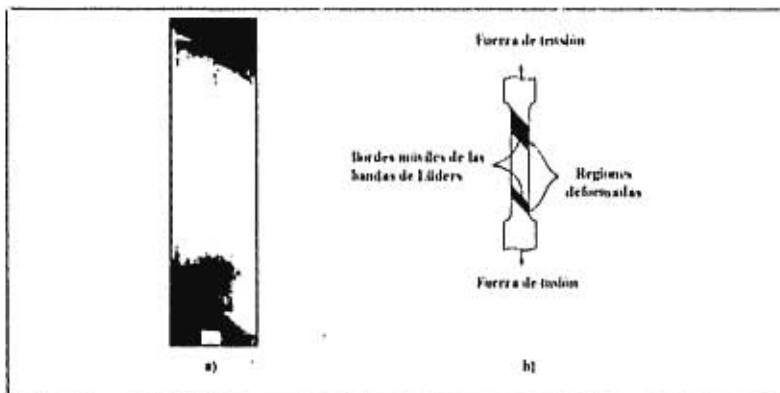


Figura 1.13 Bandas de Lüder en una probeta de ensayo en tensión. El inciso a) Tomada del libro "Propiedades Mecánicas" de Hayden AT EL. El inciso b) Tomada del libro "Principios de Metalurgia Física" de Reed-Hill

La presencia de este proceso tiene como consecuencia, la aparición de rugosidades en la superficie (10) como la muestra la Fig. 1.14.

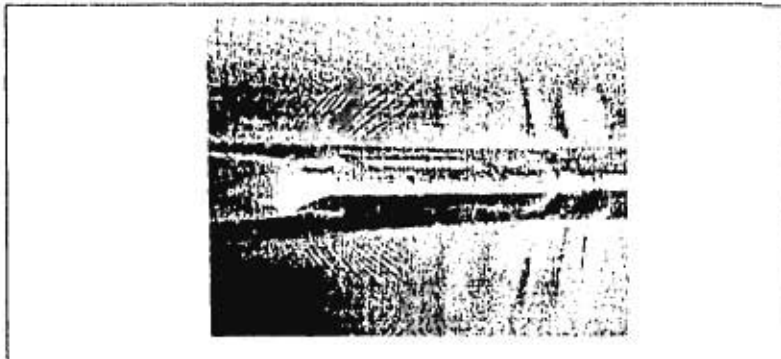


Figura 1.14 Desarrollo de bandas de Lüders, como rugosidades superficiales alrededor de una cresta prensada en una chapa fina de acero de bajo contenido en carbono. Tomada del libro "Propiedades Mecánicas de los Metales" de Tweeddale.

A este respecto, Guy (14) establece que la deformación plástica en una probeta sometida a tensión, deja de ser uniforme, en el momento en que aparece la estricción, o cuello con diámetro menor al resto de la longitud.

1.3.1.4 DEFORMACION PLASTICA POR MACLAJE

Como ya se mencionó, este es, otro mecanismo importante, que se lleva a cabo cuando el deslizamiento no puede ocurrir. Generalmente el maclaje comienza por un deslizamiento y cuando se ve restringido éste prosigue. A veces sucede lo contrario, es decir, si el cristal no está orientado favorablemente para el deslizamiento, entonces la deformación inicia con el maclaje; esto sucede a menudo en los metales con red hexagonal compacta. En estas condiciones, la orientación del plano de deslizamiento, puede acomodarse de tal forma que a continuación se desarrolle la deformación por deslizamiento (8).

El maclaje es un movimiento de un conjunto de planos de átomos en la red, paralela a un plano específico (de maclaje) de manera que la red se divide en dos partes simétricas diferentemente orientadas. La cantidad de movimiento de cada plano de átomos en la región de maclado es proporcional a su distancia en el plano de maclado. La Fig. 1.15 muestra un ejemplo de este mecanismo; si el plano de papel es el (110) y se toman juntas muchas celdas unitarias, cada plano (111) en la región de maclaje se mueve tangencialmente a la dirección [112]. Primero CD se mueve a un tercio de una distancia interatómica; el segundo, EF se mueve dos tercios, de una distancia interatómica; y el tercero, GH se mueve un espacio entero.

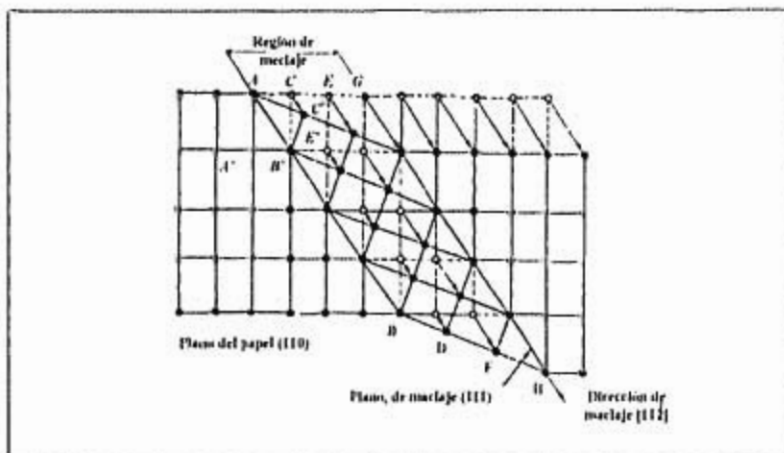


Figura 1.15 Diagrama esquemático de maclaje en una red f.c.c. (Con autorización de G. E. Doan, "Principles of Physical Metallurgy", 3a. ed McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1953.) Extraída del libro "Introducción a la Metalurgia Física" de Avner.

Si desde el átomo A' se traza una línea perpendicular al plano de maclaje AB', se tendrá un átomo C', exactamente a la misma distancia del plano de maclado pero del otro lado. Lo mismo es cierto para todos los átomos de la región de maclado, de

modo, que se tiene realmente una imagen espectacular en la región maclada que refleja la porción no maclada del cristal, como los átomos terminan en espacios interatómicos, se ha cambiado la orientación de los átomos a la distancia entre ellos. Generalmente la región maclada comprende el movimiento de un gran número de átomos, y puede aparecer microscópicamente como una línea o banda ancha (4). Ver Fig. I.16.



Figura I.16 Maclas de deformación en una probeta de circonio policristalina. Fotografiada con luz polarizada. (E. R. Buchanan) | 500 aumentos. Tomada del libro "Principios de Metalurgia Física" de Reed-Hill.

Otra forma de describir el maclado, es el que plantea Reed - Hill (11) a través de los dibujos de la Fig. I.17. El maclaje representado en estos diagramas, es solamente esquemático y no se refiere a un cristal verdadero. El diagrama del inciso a) representa a una estructura cristalina compuesta de átomos que se supone tienen forma de elipses, el inciso b) de la misma figura representa al mismo cristal después de haber sufrido una acción cizallante que produjo una macla. Esta se forma por la rotación de cada átomo en el área deformada alrededor de un eje a través de su centro y perpendicular al plano del papel. Tres átomos están marcados con las letras a, b y c en ambos diagramas para mostrar sus posiciones relativas antes y después

del cizallado. Las figuras a y b en cuestión muestran que la red de la macla es una imagen reflejada en la red original y ambas están orientadas simétricamente a través de un plano de maclaje.

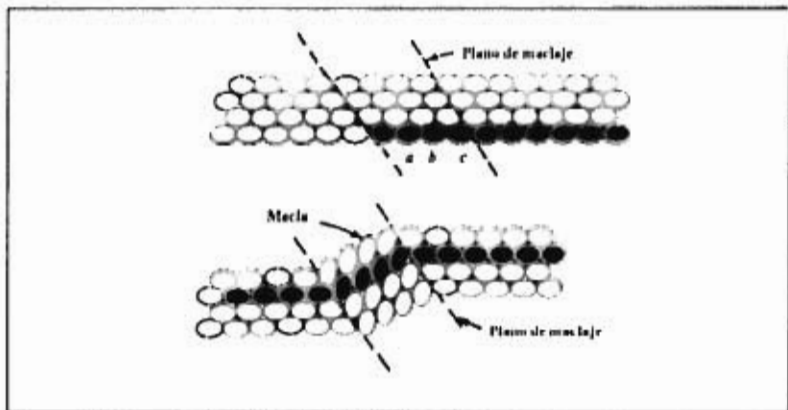


Figura 1.17 Representación esquemática cómo se puede producir una macla por un simple movimiento de los átomos. Extraída del libro "Principios de Metalurgia Física" de Reed-Hill.

Las diferencias más notables entre el deslizamiento y el maclaje son:

- a) La cantidad de movimiento: en el deslizamiento, los átomos se mueven en espacio interatómico, mientras que en el maclaje, éstos se mueven cantidades fraccionarias (4).
- b) La porción maclada de un grano es una imagen en relación a un plano de la red original, mientras que la zona deslizada tiene la misma orientación del plano original (6).
- c) La dirección del deslizamiento puede ser positiva o negativa, mientras que la de maclado está limitada a aquella dirección que produce la imagen reflejada (6).

1.4 LIMITE DE GRANO

Generalmente, los metales comerciales están compuestos policristalinamente, y no de un solo cristal como hasta ahora se ha mencionado en los mecanismos de deformación anteriores. Los cristales están orientados al azar, lo cual significa que sus planos atómicos tendrán direcciones diferentes, como lo muestra la Fig. 1.18.

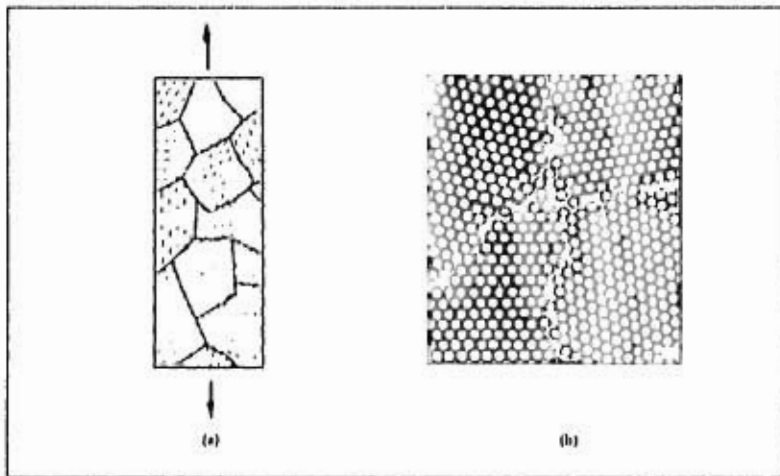


Figura 1.18 Metales policristalinos. a) Orientación al azar de los planos de deslizamiento (señalados a trazos). Algunos cristales están colocados más favorablemente que otros para la deformación plástica. b) Representación de los granos y límites. Tomada del libro "Conocimiento de los materiales en Ingeniería" de V. B. John.

Las líneas que dividen un cristal de otros, se les conoce como límites de grano. Hacia estos lugares se mueven las dislocaciones y donde se genera el apilamiento de las mismas, ya que dificultan o impiden su movimiento porque son lugares en donde terminan los planos del cristal y los granos vecinos poseen planos diferentemente orientados.

Los límites de grano son de mayor resistencia que los cristales, esto se debe a que son zonas que pueden estar formados por espesores de varios átomos y además poseen planos cristalinos irregulares (7).

Estos juegan un papel importante en la determinación de las propiedades de un metal. A bajas temperaturas dichos límites son bastante resistentes y no debilitan a éste. De hecho los metales puros muy deformados y la mayoría de las aleaciones, fallan a bajas temperaturas por fisuras que pasan a través de los cristales y no de sus límites; las fracturas de este tipo se llaman transcristalinas (11).

1.5 ENDURECIMIENTO POR DEFORMACION

Cuando un metal se deforma plásticamente, cambia su estructura interna así como sus propiedades. El movimiento de las dislocaciones a lo largo de los planos de deslizamiento y la distorsión de ellos producida por las constricciones de los granos adyacentes, modifican la condición inicial del cristal. Es por esto que el deslizamiento ocurre con mayor dificultad y la dureza del metal se ve incrementada. Cuando esto sucede, se dice que el metal se ha endurecido por deformación o que está en estado de acritud (14).

Tweeddale (9) manifiesta a este respecto, que hay otros mecanismos que juegan un papel mas importante; estos son: el apilamiento de las dislocaciones en los límites de grano, la interacción de solutos e impurezas con dislocaciones y la creación de vacantes en la red por la interacción de las dislocaciones.

Otros cambios que se presentan en el metal que se ha endurecido por deformación son el aumento de la resistencia a la tensión y a la fluencia, mientras que su ductilidad se ve reducida (14).

COMPORTAMIENTO DE LA TERMOFLUENCIA

II.1 DIFUSION

Este proceso puede describirse como una migración de átomos. Si éstos son de un solo tipo, se le llama autodifusión. A temperatura ambiente, se produce muy lentamente en la mayoría de los sólidos y tiene muy poca o ninguna importancia.

Conforme la temperatura se incrementa, la difusión se produce cada vez con mayor rapidez, y constituye la base para la mayoría de los procesos metalúrgicos que tienen lugar en sólidos a temperaturas elevadas (13). Además, es en ellos donde se lleva a cabo con mayor facilidad porque contienen defectos puntuales, tales como vacancias y sitios intersticiales que forman parte de sus estructuras cristalinas, y en ellos suele ser el único mecanismo para el transporte atómico.

La difusión se puede calcular, mediante las ecuaciones que rigen su comportamiento y son conocidas como la primera y segunda Ley de Fick (14).

$$1^{\circ} \quad J = -D \frac{dc}{dx} \dots\dots\dots \text{II.1}$$

$$2^{\circ} \quad \frac{\partial c}{\partial t} = D \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} \dots\dots\dots \text{II.2}$$

II.2 TERMOFLUENCIA

Cuando algún elemento de máquina, estructura o cualquier otro dispositivo, que durante su vida de servicio se mantuvo bajo la acción de un esfuerzo o carga constante, durante un largo periodo, y que haya sufrido deformación plástica, se dice que se ha presentado en él, la falla por fluencia.

Algunos autores, le llaman fluencia lenta, escurrimiento plástico o creep. De aquí en adelante, se llamará fluencia cuando este proceso se desarrolle a temperatura ambiente, y termofluencia cuando sea activada a temperaturas elevadas.

Al igual que en la deformación a temperatura ambiente, los mecanismos de deslizamiento y de maclado se presentan, sin embargo, no son los únicos, porque con la influencia de las altas temperaturas se manifiesta el fenómeno de difusión; factor fundamental para el desarrollo de otros procesos que se producen a temperaturas elevadas, llamados mecanismos de termofluencia.

II.3 RECUPERACION

Este proceso permite que se produzca una reducción en el esfuerzo requerido. Comprende los procesos que conducen a una disminución del número de dislocaciones por reordenación o por aniquilación. Los mecanismos que lo generan son el deslizamiento cruzado y el escalamiento de las dislocaciones.

La recuperación toma importancia durante la termofluencia, porque se manifiesta simultáneamente con el endurecimiento por deformación, la presencia de ambos permiten que el flujo plástico continúe (6).

II.4 DIAGRAMA DE FLUENCIA Y TERMOFLUENCIA

Ensayos de esta naturaleza, pueden ser llamados de diferente manera de acuerdo a cada autor, la diferencia entre ellos estriba en el rango de temperatura y el esfuerzo aplicado. El diagrama esfuerzo-temperatura de la Fig. II.1 muestra cuatro regiones, donde se localizan dos de fluencia y las dos restantes de termofluencia, éste es llamado diagrama de termofluencia y fue creado por Wirtman (16); se puede utilizar para metales de bajo punto de fusión y bajo módulo elástico, tal como el indio, o bien, para otros de un punto de fusión muy alto al igual que su módulo elástico, como por ejemplo el tungsteno. La temperatura y el esfuerzo se deben tabular en valores obtenidos por los cocientes T/T_m contra τ/G y no directamente $\tau - T$; donde T es la temperatura del ensayo, T_m es el punto de fusión, τ es el esfuerzo aplicado y G es el módulo de corte. La finalidad de dividir la temperatura entre su punto de fusión y el esfuerzo aplicado entre el módulo de corte, es obtener valores que caigan dentro del diagrama sin importar sus diferencias entre sus puntos de fusión y sus constantes elásticas.

En el capítulo anterior se ha mencionado que para que ocurra deformación plástica, el esfuerzo cortante crítica debe ser superado. Para esfuerzos superiores al crítico de corte, se produce una gran multiplicación y movimiento de las dislocaciones. En cambio, por abajo de este esfuerzo la cantidad de movimiento y multiplicación de ellas, es muy ligera, de este modo sólo ocurre una pequeña deformación. Por lo tanto, no es de sorprenderse que uno de los límites en el diagrama que divide una región particular de otra coincide con la línea $\tau/G = \tau_{cr}/G$. La deformación por termofluencia que ocurre a esfuerzos inferiores al cortante crítico surgen por otros mecanismos que el movimiento de dislocaciones a gran escala. El curso de los mecanismos que proporcionan aumento en las deformaciones por termofluencia en la zona, en la cual el esfuerzo aplicado es inferior al cortante crítico, también contribuyen al proceso de termofluencia en la región, donde el

esfuerzo aplicado es superior al crítico de corte. Sin embargo, esas deformaciones son insignificantes comparadas con las otras en las que intervienen las dislocaciones.

A bajas temperaturas, las dislocaciones no tienen dificultad para moverse en direcciones paralelas a sus planos de deslizamiento. El movimiento en otras direcciones es difícil para una dislocación de borde. Las vacancias de la red y los átomos intersticiales tienen que difundirse para que ésta pueda moverse en forma perpendicular, este movimiento se le conoce como escalamiento (Véase Capítulo I). A bajas temperaturas, la difusión es lenta y el movimiento de las dislocaciones en otras direcciones que serán paralelas a esos planos de deslizamiento es igualmente lento. A temperaturas elevadas, la difusión permite el escalamiento de las dislocaciones en forma relativamente rápida, consecuentemente, las dislocaciones pueden moverse con mayor facilidad en todas las direcciones. Se puede considerar que a esas temperaturas, las dislocaciones de borde cuentan con otro grado de libertad.

El grado de libertad extra disponible para el movimiento de las dislocaciones a altas temperaturas, es una razón para que la porción del diagrama de termofluencia que corresponde a esfuerzos por arriba del cortante crítico sea dividido en dos regiones. Una abarca las temperaturas elevadas en las que las dislocaciones poseen dos grados de libertad, mientras que la otra corresponde a temperaturas que permiten un solo grado de libertad. El límite entre las dos regiones transfiere a la derecha los ensayos de corto tiempo y a la izquierda para ensayo a periodos prolongados (16).

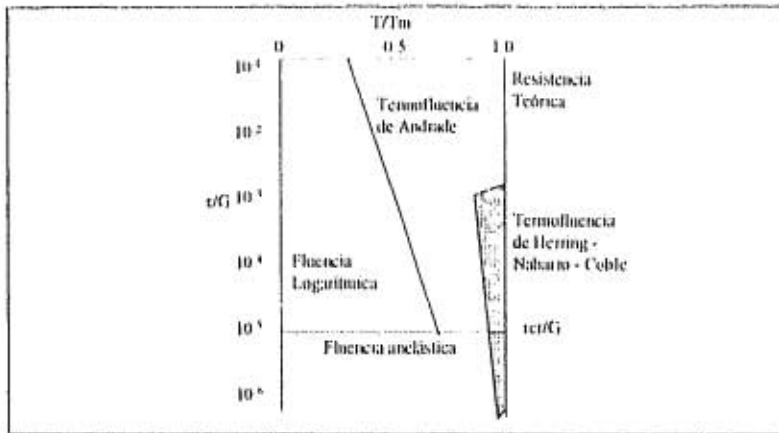


Figura II.1 El diagrama de Termofluencia. Las condiciones de temperatura y esfuerzo que producen los tipos de fluencia y termofluencia. Tomado de "Physical Metallurgy" de R.W. Cahn

Zolotarevsky (8), retoma del diagrama de Wirtman, y establece que cuando la temperatura de un ensayo va de un rango de $> 0.4 \rightarrow 0.6 T_m$, éste pertenece a la termofluencia de Andrade, pero, si el rango va de $> 0.8 \rightarrow 0.9 T_m$, entonces, la termofluencia será difusiva (de Herring-Nabarro-Coble).

II.5 LOS MECANISMOS DE TERMOFLUENCIA

Llamaremos mecanismos de termofluencia, a aquellos procesos que se activan o surgen con la presencia de temperaturas que son mucho mayores a la del medio ambiente, pero menores a las temperaturas de fusión de los metales.

Los mecanismos de termofluencia, están relacionados generalmente con el movimiento de las dislocaciones, para que con ello pueda haber deslizamiento, además de la difusión atómica en los granos y el resbalamiento de uno con respecto al otro.

A temperaturas elevadas, el papel del límite de grano se vuelve contrario, es decir, en lugar de formar una barrera para la deformación, la favorece, y los movimientos por difusión atómica permiten a las dislocaciones ascender, aniquilarse y poligonizarse, todo ello para dar lugar al fenómeno de Termofluencia.

Los mecanismos de Termofluencia conocidos son:

- a) El movimiento de dislocaciones.
- b) Deslizamiento cruzado de las dislocaciones.
- c) Escalamiento de las dislocaciones.
- d) Poligonización.
- e) Deslizamiento de los límites de grano.
- f) Termofluencia Difusiva.

De los seis mecanismos mencionados, el segundo, tercero y cuarto, son los que forman el proceso de recuperación (6, 11).

Estos mecanismos se describirán a continuación.

11.5.1 MOVIMIENTO DE LAS DISLOCACIONES

Este mecanismo, no es más que el visto en el Capítulo anterior, que se refiere a la deformación plástica a temperatura ambiente, pero que con la presencia de las temperaturas elevadas, también se manifiesta. Este involucra el movimiento de las dislocaciones a través de los planos cristalográficos, formando bandas de deslizamiento.

11.5.2 DESLIZAMIENTO CRUZADO

Este mecanismo de recuperación ha sido mencionado también en el capítulo anterior; se activa por esfuerzo principalmente, y puede manifestarse, tanto a temperatura ambiente como a temperaturas elevadas (8), además, sólo ocurre en las dislocaciones helicoidales o de tornillo (Véase Fig. 1.11), por la habilidad que poseen para deslizarse en cualquier plano que pertenezca a la misma familia de planos (15). Para ver en forma más clara lo antes dicho, véase el ejemplo de la Fig. 11.2 donde muestra el deslizamiento cruzado de una dislocación helicoidal perfecta de un metal FCC, en el cual, la dislocación inicia su movimiento en el plano (111) y se desliza transversalmente al plano (1 $\bar{1}$ 1).

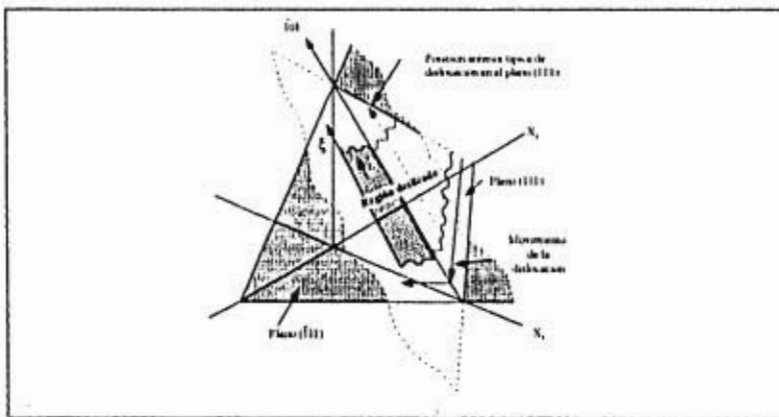


Figura 11.2 Una dislocación helicoidal perfecta puede deslizarse transversalmente en esta manera, desde un plano (111) hasta otro (1 $\bar{1}$ 1). Tomada del libro "Ciencia de los Materiales" de Guy.

El hecho de que una dislocación helicoidal pueda realizar deslizamiento cruzado, es porque su vector de burgers es paralelo a ella, por tal motivo no está definido a un plano único (10).

También se mencionó en el anterior capítulo que este mecanismo ocurre cuando se encuentra con alguna impureza u obstáculo, y por lo tanto, éste se puede evitar deslizándose de la manera antes señalada favoreciendo a la deformación (12).

11.5.3 ESCALAMIENTO DE LAS DISLOCACIONES

Este mecanismo es muy importante en el proceso de recuperación que se lleva a cabo durante la termofluencia. Cuando hablamos de él, nos referimos sólo a las dislocaciones de borde, que por tener un vector de burgers b perpendicular a la línea de dislocación, solo se pueden mover en el plano de deslizamiento que contiene a dicha línea (ver Fig. 1.8). Sin embargo, esto no significa que tales dislocaciones no puedan evitar algún obstáculo, al igual que las helicoidales, si pueden hacerlo, ascendiendo en forma perpendicular al plano que las contiene, y pasando a otro plano paralelo, a este proceso se le llama escalamiento (10). Hayden (6) y Dieter (8) manifiestan que en el escalamiento, se necesita un proceso de traslación de masas por difusión atómica, por lo tanto, este fenómeno es activado por la alta temperatura. Generalmente se lleva a cabo por el movimiento de una vacante hacia la dislocación, y por el desplazamiento del átomo extra al hueco en la posición reticular de la vacante. La Fig. 11.3 nos muestra como ocurre el escalamiento de una dislocación de borde por medio de difusión de vacancias; donde las vacancias van llegando en forma gradual a la dislocación de la red, hasta que finalmente la fila de átomos es sustituida por vacancias, dando con ello el escalamiento de un espacio atómico.

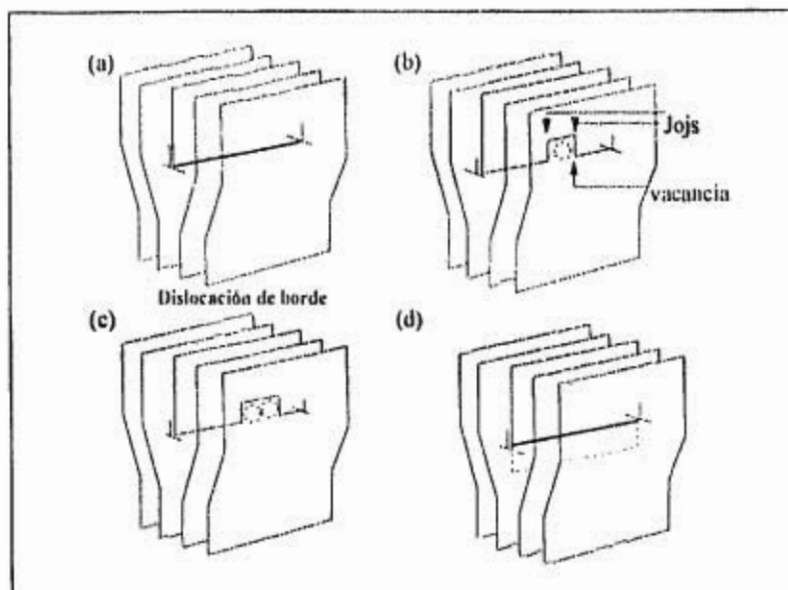


Figura 11.3 Ascenso de una dislocación de borde: (a) la dislocación de borde antes del ascenso; (b) se difunde una vacancia a la dislocación, lo que produce Jojs; (c) los Jojs se separan conforme llegan más vacancias a la dislocación; (d) la dislocación ha escalado un espaciado atómico. Tomada de "Ciencia de Materiales" de J. C. Anderson.

Una aplicación de este mecanismo es cuando se encuentran dislocaciones de signos opuestos sobre planos de deslizamiento adyacentes, los cuales pueden ascender y anularse mutuamente, además de evitar obstáculos al deslizarse, dando origen a una reordenación de las dislocaciones o disminuir su densidad, a consecuencia de esto, se nota una ligera disminución en el esfuerzo de cedencia. Finalmente se concluye que el escalamiento es un factor que controla el deslizamiento (11).

La Fig. 11.4 a, b, c ilustran lo antes señalado.

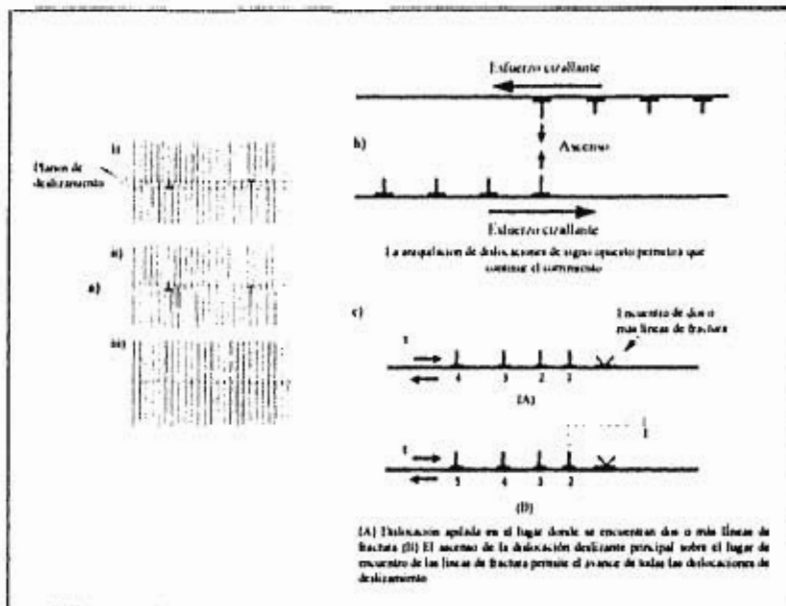


Figura. 11.4 a, b, c. Tomada del libro "Principios de metalurgia física de Reed-Hill.

11.5.4 POLIGONIZACION

Este es otro proceso de recuperación que se lleva a cabo mediante el mecanismo que se acaba de describir, y se puede definir como un reacomodo de las dislocaciones, una sobre la otra si son del mismo signo. Para poder lograr este proceso, es necesario, a parte del escalamiento, el deslizamiento. Esto trae consigo un alivio a la concentración de esfuerzos en las regiones de más deslizamiento. El grado de poligonización depende de la temperatura y aumenta rápidamente cuando ésta se incrementa (11).

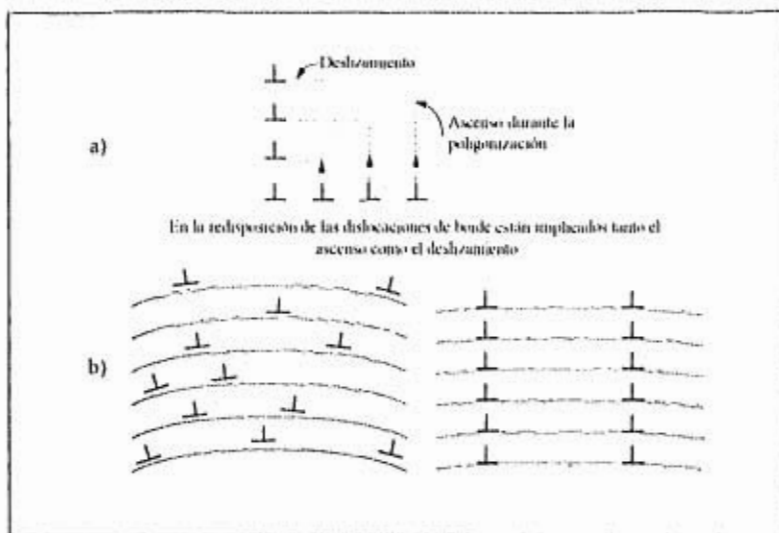


Figura 11.5 a) Poligonización. b) Mismo proceso, con distribución aleatoria y en configuración de baja energía. Tomada del Libro "Principios de Metalurgia Física" de Reed-Hill.

11.5.5 DESLIZAMIENTO DE LOS LIMITES DE GRANO

Otro mecanismo activado por altas temperaturas y bajas velocidades de deformación, según Hayden (6) es el que se produce en los límites de grano de los materiales policristalinos, siendo mayor en aquellos en que los límites formen 45° con respecto a la dirección de la fuerza aplicada. También se sabe que el 30% de la deformación total es producida mediante este mecanismo en base a experimentos de Rochinger (11) y disminuye esta cantidad si se aumenta el nivel del esfuerzo.

Este tipo de deformación sucede en regiones angostas adyacentes a los límites de grano, o afuera de cada grano y no a lo largo de ellos, como suele aparentar (11). El mecanismo en cuestión se manifiesta en forma muy irregular y ocurre en

entidades variables con respecto al tiempo, es por ello que produce deformación no homogénea; su magnitud en cada metal es diferente de acuerdo al nivel de las variables (temperatura, esfuerzo y velocidad de deformación) (6) Ver Fig. II.6.

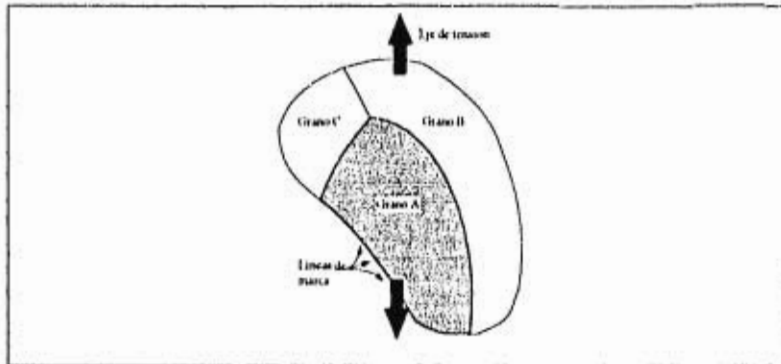


Figura II.6 Deformación no homogénea producida por deslizamiento de límite de granos.
Tomada del libro "Propiedades Mecánicas" de Hayden ET AL.

Estudios realizados por Rhines, Bond y Kissel (11) sobre el deslizamiento de los límites de grano, muestran que no toma importancia hasta que se incrementa la temperatura, hasta la cual ocurre recuperación. La razón es la siguiente: cuando se deforma un material policristalino la mayor cantidad de distorsión plástica se encuentra junto a los límites de los granos, por tal motivo, la recuperación se origina primero en esa zona y no, en el centro del grano, generándose el ablandamiento del metal en esa zona primero y por ende el deslizamiento entre los granos.

Zolotarevsky (8) comparte este punto de vista, y plantea que el deslizamiento en los límites de los granos se debe relacionar con la deformación por deslizamiento dentro de los granos, o mejor dicho como una consecuencia de este último. Menciona esto porque un cristal deformado, arroja las dislocaciones a lo largo de los límites y por lo tanto en esas regiones hay concentración de tensiones internas,

siendo ésta, la causa principal para el deslizamiento de los límites, independientemente y diferente de los granos vecinos por cualquier lado del límite.

Dieter (13) por su parte, llama a este mecanismo, deformación en los límites de grano y lo ha formado por tres procesos y son:

- a) Resbalamiento de los límites de grano
- b) Migración de los límites de grano
- c) Formación de pliegues

El primero de ellos no es otra cosa que el deslizamiento de los límites de grano tal como se ha planteado anteriormente, pero el segundo consiste en un desplazamiento de dichos límites en una dirección inclinada respecto de ellos, se puede considerar como un crecimiento de grano inducido, esto permite al material distorsionado adyacente en los límites de grano, quedar en disposición de sufrir nuevas deformaciones. El tercer proceso consiste en la formación de un pliegue para evitar grietas en los extremos o puntos triples como lo muestra la Fig. 11.7.

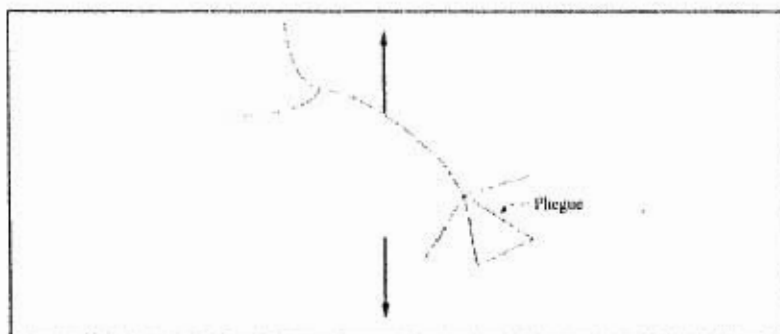


Figura 11.7 Esquema de la formación de pliegues. Tomada del libro "Metalurgia mecánica" de Dieter.

II.5.6 TERMOFLUENCIA DIFUSIVA

Este es otro tipo de deformación, que como mencionamos al principio, Zolotarevsky (8) planteó que se manifiesta a un rango de temperatura del $(>0.8 - 0.9) T_m$ y coincidiendo Hayden (6) con esta afirmación, manifiesta además que la autodifusión es rápida, por lo que un cristal puede alargarse por difusión de átomos a los límites perpendiculares al eje de tensión, y por difusión de vacancias a los límites que sean paralelos a la dirección de la tensión aplicada. Fig II. 8.

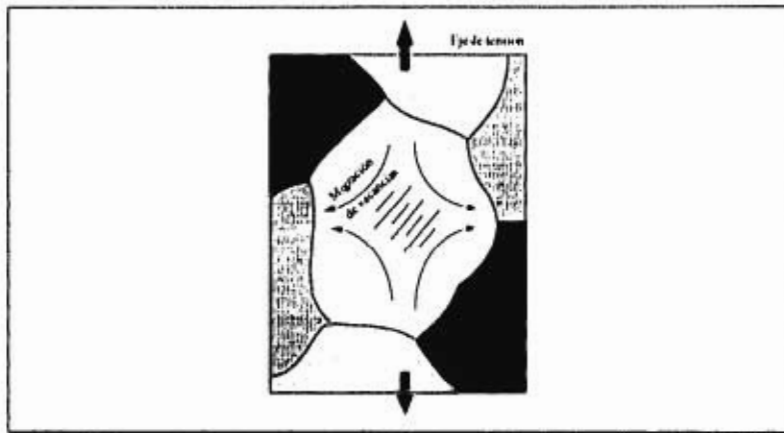


Figura II.8 La migración de vacancias a los límites de grano paralelos al eje de aplicación de un esfuerzo de tensión, da origen a una componente de la deformación función del tiempo, cuando el esfuerzo aplicado es constante. Tomada del libro "Propiedades Mecánicas" de Hayden.

Dieter (12) nos plantea además que en este proceso, se involucra el flujo de vacancias y átomos intersticiales, este es un mecanismo controlado por altas temperaturas y esfuerzo muy bajo ($\sigma/G < 10^{-4}$). Además la autodifusión en el interior de los cristales produce deformación plástica, si se lleva material desde los límites de grano que se encuentran bajo esfuerzos de compresión a otros bajo el esfuerzo de

tensión. En este mecanismo, los límites de grano toman un papel tanto de fuentes de vacancias, como de receptores de las mismas, ver Fig. II.9.

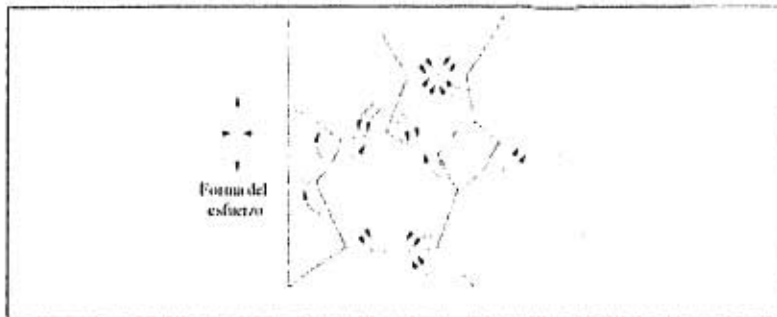


Figura II.9 Representación esquemática de la termofluencia por difusión. La autodifusión debe resultar en flujo plástico si se lleva el material desde los límites sometidos a esfuerzo de compresión (límites verticales) a los límites bajo esfuerzo de tensión (límites horizontales) Tomada del libro "Principios de Metalurgia Física" de Reed-Hill.

De todos los mecanismos que acabamos de describir, pueden darse simultáneamente mas de uno, o todos a la vez, dependiendo de la temperatura y el esfuerzo aplicado.

II.6 CAMBIOS MICROESTRUCTURALES DURANTE LA TERMOFLUENCIA

Al seleccionar materiales para trabajar a temperaturas elevadas, se requiere, que presenten un estado termodinámicamente estable, tanto en su microestructura como en sus propiedades mecánicas. Sin embargo, a pesar de que se trata de prevenir estos cambios, ocurren en muchas ocasiones inevitablemente (30).

Si se trabaja un metal a elevadas temperaturas, sabemos que sobreviene la recristalización, que causará que se atenúe el endurecimiento por deformación y por consiguiente el ablandamiento.

Si la recristalización se manifiesta durante la termofluencia, causará un incremento de la velocidad de deformación. El hecho de que se presente este proceso o no, depende de dos factores, el primero, es función de la temperatura del ensayo; el segundo del porcentaje de deformación, esto significa que entre más deformado se encuentra el metal, se recristalizará con mayor facilidad. Este cambio puede manifestarse desde la etapa transitoria de la termofluencia, cuando se haya deformado el metal en una cantidad crítica. Tal deformación estará en función del esfuerzo de tensión (8).

II.7 ENERGIA DE ACTIVACION PARA LA TERMOFLUENCIA

Energía de Activación: "Es la energía necesaria, para que un átomo salte de una posición reticular de equilibrio a otra, y se expresa en $\left[\frac{\text{Cal}}{\text{mol}} \right]$ (13).

El proceso de termofluencia puede ser representado por la ecuación de velocidad de Arrhenius (12) como sigue:

$$\dot{\epsilon}_s = A e^{-Q/RT} \dots\dots\dots \text{II.3}$$

donde Q = energía de activación.

A = es una constante compleja preexponencial que contiene la frecuencia de vibración del flujo unitario, el cambio de entropía y un factor que depende de la estructura del material.

T = Temp. abs.

R = la cte universal de gas, $R = KN$, donde K es la constante de Boltzmann y N el número de Avogadro.

Un ensayo a temperaturas diferenciales es utilizado de manera frecuente para medir la energía de activación para termofluencia. Si el intervalo de la temperatura es pequeño, entonces el mecanismo de termofluencia no podría cambiar, y se puede expresar como:

$$A = \epsilon_1 e^{Q/RT_1} = \epsilon_2 e^{Q/RT_2}$$

Aplicando \ln en ambos términos de la igualdad que contienen a ϵ se tiene

$$\ln(\epsilon_1 e^{Q/RT_1}) = \ln(\epsilon_2 e^{Q/RT_2})$$

haciendo operaciones queda:

$$\ln \epsilon_1 + \frac{Q}{RT_1} = \ln \epsilon_2 + \frac{Q}{RT_2}$$

reordenando términos resulta

$$\ln(\epsilon_1 - \epsilon_2) = \frac{Q}{RT_2} - \frac{Q}{RT_1}$$

por lo tanto el término de la izquierda se transforma en:

$$\ln\left(\frac{\epsilon_1}{\epsilon_2}\right) = \frac{Q}{RT_2} - \frac{Q}{RT_1}, \text{ factorizando resulta:}$$

$$\ln\left(\frac{\epsilon_1}{\epsilon_2}\right) = \frac{Q}{R}\left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1}\right), \text{ despejando } Q \text{ se obtiene:}$$

$$Q = \frac{\ln(\epsilon_1/\epsilon_2)}{\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1}} R \text{ ----- II.4}$$

Diversos autores coinciden en afirmar que la energía de activación para la termofluencia, es igual a la energía de activación para la autodifusión en diversos metales; sin embargo, Dorn y Sherby (12), han determinado que existe un mínimo

error, es decir, los valores, tanto para la termofluencia como para la autodifusión son muy próximos uno respecto al otro como lo muestra la Fig. II.10. Por otro lado han demostrado que la energía de activación de la termofluencia, es la misma en la etapa transitoria que en la estacionaria correspondiente a la curva de termofluencia.

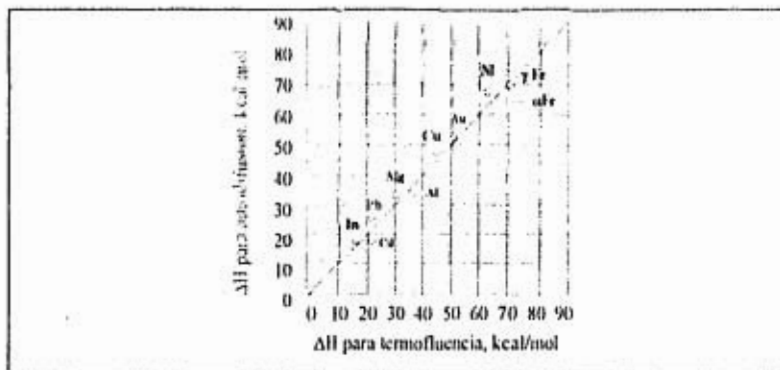


Figura II.10 Correlación entre la energía de activación para la termofluencia y la autodifusión. Tomada del libro "Metallurgy Mechanical" de Dieter. (20)

Finalmente Wirtman (16), expone que la energía de activación para la autodifusión, es la suma de las energías para la formación y movimiento de vacancias, también afirma que es el factor que favorece el escalamiento de las dislocaciones y además controla la velocidad de deformación.

II.8 LA CURVA DE TERMOFLUENCIA

Ya que hemos descrito a los mecanismos que producen deformación a elevadas temperaturas, ahora se verá que relación tienen con el esfuerzo y el tiempo; porque la deformación plástica no permanece constante, bajo carga constante, sino que aumenta con el transcurso del tiempo.

Como se planteará más adelante, la resistencia de los materiales a la termofluencia es determinada por ensayos de laboratorio en función de los parámetros mencionados, que pueden ser representados gráficamente, como se muestra en la Fig. II.11, donde se puede observar una curva que manifiesta la deformación en función del tiempo a temperatura elevada, también se puede apreciar que la deformación producida en la última porción de la curva conduce a la fractura por termofluencia.

En la Fig. II.11 se muestra la curva dividida en 3 regiones en las cuales se van presentando los mecanismos de termofluencia. Primeramente al aplicar la carga aparecerá una deformación elástica y plástica representada con ϵ_0 en el segmento oa (9).

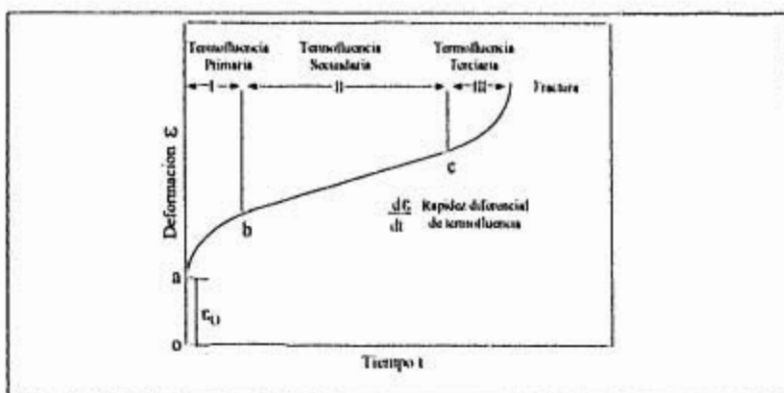


Figura II.11

A partir de ese instante, comienza una deformación que va de a hasta b . La particularidad de esta primera etapa consiste en que la velocidad de deformación decrece hasta un valor mínimo. A esta etapa se le llama primaria, transitoria o logarítmica, en donde los procesos principales de deformación son el deslizamiento normal (como el que sucede a temperatura ambiente) producto del

movimiento de las dislocaciones y produciendo bandas de deslizamiento, hasta que se endurece por deformación, pero como el ensayo es en función del tiempo, se manifiesta la recuperación por deslizamiento cruzado más que por escalamiento, por este motivo el endurecimiento por deformación ocurre con mayor rapidez, originándose así un decremento en la velocidad a medida que transcurre el tiempo (12).

Durante la segunda fase (porción b-c) llamada termofluencia secundaria o en estado estacionario, la velocidad de deformación se mantiene constante y muy baja. Esto se debe al resultado de un equilibrio entre los procesos de endurecimiento y recuperación, según manifiesta Dieter (12), por otro lado Anderson (10) indica que durante esta fase, la rapidez de recuperación aumenta suficientemente para poder equilibrar el endurecimiento por deformación. Es importante señalar que los procesos de recuperación se llevan a cabo en esta etapa con el escalamiento y la poligonización primordialmente, por la presencia de la temperatura (9), aunque esta última sea relativamente lenta permite la deformación plástica en el interior de los granos, impedida por el apilamiento de las dislocaciones. Otro proceso que se manifiesta durante esta fase es el deslizamiento de los límites de grano y la termofluencia difusiva, que como se mencionó dependerá del nivel de esfuerzo y la temperatura durante el ensayo.

En esta etapa, la baja velocidad puede ser acelerada por el surgimiento de otros cambios metalúrgicos, conduciendo a la etapa terciaria.

La tercera etapa o final, es la que conduce a la fractura porque la velocidad de deformación deja de ser constante y se acelera como se puede apreciar en la Fig. II.11, no se sabe exactamente si la velocidad se incrementa como el resultado del cuello que se forma en la probeta, porque muchos materiales fallan a esfuerzos muy pequeños que no producen la reducción de la sección transversal.

Durante esta etapa se han encontrado microgrietas y poros en los límites de grano, que se propagan gradualmente hasta que el material llega a fallar en estos límites (12).

II.9 FRACTURA POR TERMOFLUENCIA

El grado de temperatura ocasiona que se presenten dos tipos de fractura.

Existen puntos de vista diferentes a este respecto, Reed-Hill (11) por ejemplo manifiesta que cuando la temperatura se encuentra por abajo de un medio del punto de fusión, la fractura sucede en forma transcristalina, pero a temperaturas mayores, ocurre lo contrario como una regla general, es decir, la fractura será intercristalina. Este tipo tiene que ver con el deslizamiento del límite de grano.

El otro punto de vista es que cuando se eleva la temperatura, se presenta una transición de fractura, de transcristalina a intercristalina; la primera ocurre cuando los cristales o granos son más débiles que sus límites, en tanto que en la segunda, los límites son los de mayor debilidad (12). Jeffries (8) formuló un concepto de la temperatura de transición de la fractura, que definió como temperatura eqicohesiva, precisamente en ese punto, la resistencia de los límites y de los granos es la misma. El comportamiento de esta temperatura es similar al de recristalización, es decir, no posee un punto fijo.

Cuando se habla de fractura intercristalina esta se puede iniciar en dos modalidades, una consiste en la formación de huecos o poros ovalados a lo largo de los límites, y la otra como grietas en las esquinas, formadas por puntos triples. Ver. Fig. II.12 (a) y (b).

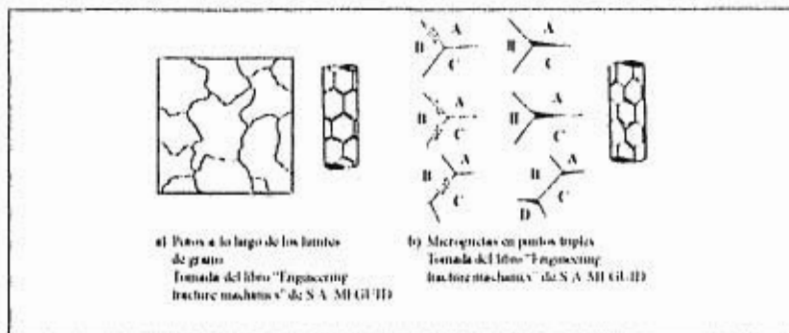


Figura 11.12

Cuando existe mucho movimiento en los límites de grana, se pueden iniciar las grietas, pero sólo en puntos triples, como la Fig. 11.12b, este tipo de falla sucede generalmente cuando los esfuerzos son muy grandes, y la duración del ensayo es muy corta (12). Se mencionó también que este tipo de fractura se puede atenuar en la migración de los límites de grana de un punto con alta concentración de esfuerzos hacia otro que se encuentra libre, pero antes de que ocurra la grieta. O bien mediante la formación de una flexión en la red llamado pliegue como lo muestra la Fig. 11.13 (a) y (b) para permitir la eliminación de concentración de esfuerzo de esa zona. En la Fig. 11.12 (a), los poros coalescen en una grieta intergranular, y este tipo de fractura se presenta cuando el esfuerzo es muy bajo y la fractura se produce después de un largo tiempo. Además surgen como consecuencia de la concentración de vacancias y crecimiento de ellas por difusión de las mismas. La particularidad de este tipo de fractura es que los poros se forman en aquellos límites que son transversales al eje de tensión (12). Zolotarevsky (12) explica que no todos los poros crecen durante la termofluencia, aquellos que no llegan a un tamaño suficientemente grande, se vuelven a llenar. También plantea que esos defectos intergranulares se pueden formar en muchos casos no solo en la tercera etapa, sino también en la segunda o hasta en la primera, mientras más rápida sea la velocidad de deformación y mayor la temperatura, mas rápido comenzarán a formarse grietas y poros.

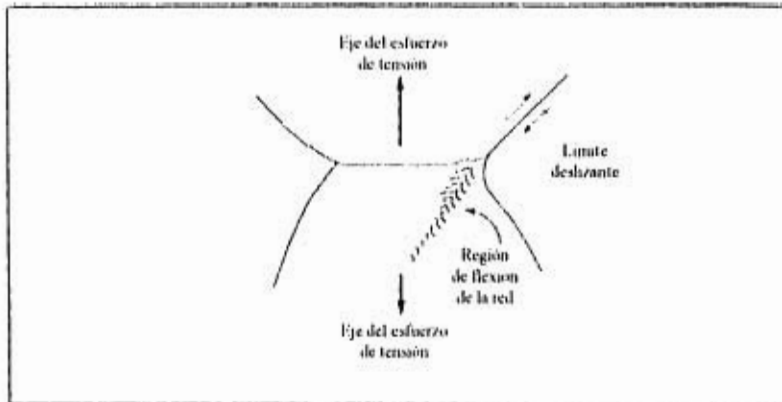


Figura II.13 a La concentración de esfuerzos en una esquina de grano puede ser relevada por deformación plástica en el grano del límite deslizante. Tomado del libro "Principios de Metalurgia Física" de Reed Hill.

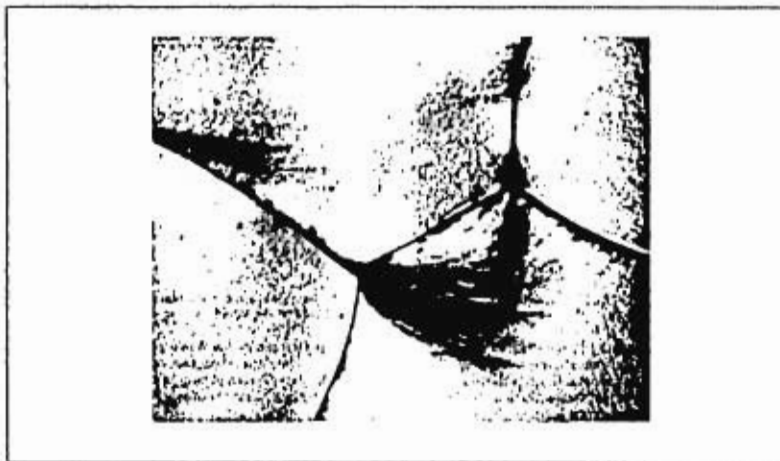


Figura II.13 b Doble pliegue sobre la superficie de una probeta de termofluencia de 20% Zn-Al ensayada a 500°F y 2300 lb/plg². Amplificada a 75 aumentos. Tomado del libro "Principios de Metalurgia Física" de Reed-Hill.

II.10 EL ENSAYO DE TERMOFLUENCIA

La necesidad de materiales que trabajen a elevadas temperaturas, durante tiempos determinados, ha conducido a un estudio intensivo de las propiedades de los metales sometidos a dichas temperaturas. En diseño se requiere un conocimiento amplio de estas propiedades, para realizar una buena elección y obtener una mayor eficiencia en las piezas por fabricar.

Para ello es necesario, someter los diferentes metales a los mismos ensayos de laboratorio y comparar los resultados e interpretarlos correctamente. El comportamiento de los metales a elevadas temperaturas, está en función del periodo de prueba. En componentes de instalaciones termoelectricas, es menester que su vida útil se prolongue por largo tiempo bajo condiciones de trabajo, en cambio en un cohete dirigitible a pesar de las temperaturas y fricción presente en su carcasa, la vida de servicio es de unos minutos, por ello el diseñador requiere manejar los resultados de estas pruebas o ensayos enfocándolos según los requerimientos de tiempo y calidad.

Se han diseñado varios ensayos para estimar las posibilidades de rendimiento, en un material a elevadas temperaturas de servicio, donde se busca determinar la relación de la resistencia límite (resistencia a la ruptura) y la resistencia a la cedencia (resistencia a la fluencia) con respecto al tiempo de aplicación del esfuerzo variable, o bien constante a una temperatura determinada (4, 21). Los más ampliamente utilizados son:

- ◆ Ensayo de tensión en periodos largos.
- ◆ Ensayo de ruptura por esfuerzo.
- ◆ Ensayo de tensión en tiempos breves.

II.10.1 ENSAYO DE TENSION EN PERIODOS LARGOS

El objetivo de éste, es conocer las propiedades de resistencia a la fluencia, relacionando el esfuerzo, la deformación, la temperatura y el tiempo, de manera que puedan hacerse predicciones relativas al esfuerzo límite, y se obtenga solo una mínima cantidad prescrita de deformación, en un tiempo determinado (4, 13).

En este ensayo de termofluencia se aplica la temperatura y carga constante, con esfuerzos inferiores al límite de cedencia. Teóricamente el esfuerzo nominal permanece constante si no cambia la carga aplicada, pero en realidad el esfuerzo aumenta, a medida que avanza el ensayo al disminuir el diámetro de la probeta. En la prueba se da un flujo lento y continuo, donde se asocia la rapidez de la deformación (4).

En algunos equipos se hace variar la carga, de modo que el esfuerzo real permanece constante durante la prueba para compensar la reducción del área transversal de la probeta, pero en el diseño, es más común obtener, datos técnicos a cargas constantes o fijas, esto permite una instrumentación menos complicada y más económica.

La duración de esta prueba es variable, y con frecuencia se manejan 100 y 100000 horas.

Las temperaturas son variables, alcanzan hasta 1600 °F (875 °C) para algunos aceros y hasta 2000 °F (1095 °C) o más para aleaciones especiales (13).

II.10.2 ENSAYO DE RUPTURA POR ESFUERZO

El objetivo es determinar la capacidad de un material, para resistir a la fractura relacionando altas temperaturas con el tiempo de falla y cargas suficientemente altas para producir esfuerzos, que produzcan rupturas relativamente rápidas (4.13).

El tiempo utilizado suele estar entre 10 y 400 hrs., aunque algunas pruebas se pueden efectuar en 1000 hrs. Esta tiene importancia en aplicaciones en donde la cantidad de elongación, en el momento de ruptura es tan pequeña que puede considerarse como insignificante, es decir, que la falla es básicamente una fractura frágil. Las condiciones que favorecen a la fragilidad a altas temperaturas son combinaciones de esfuerzos bajos y temperaturas elevadas (aunque si la temperatura es lo suficientemente alta, la falla se producirá a esfuerzos relativamente altos). Cuando se usan esfuerzos y temperaturas bajas, el tiempo que transcurre, hasta la ruptura es muy grande, donde resulta poco práctico efectuar pruebas que se prolonguen por mucho tiempo (17).

Las principales diferencias entre los ensayos de tensión en periodos largos y ruptura por esfuerzo son: el tiempo de la prueba, el nivel de esfuerzo y velocidad de deformación, la sensibilidad de control y medición de temperatura, carga y deformación. Antes de la fractura, es posible predecir la elongación como función del tiempo, como un ensayo ordinario de termofluencia (tensión en periodos largos) (4).

II.10.3 ENSAYOS DE ESFUERZO EN TIEMPOS BREVES

Este se utiliza para analizar el comportamiento mecánico bajo efectos de calentamiento en tiempos más cortos. Es una prueba de tensión a temperatura y carga constante, durante la cual se mide deformación en función del tiempo.

Este tipo de ensayo, puede proporcionar información útil sobre el comportamiento del material de un objeto cuya duración o vida de servicio sea pequeña (ojiva de un misil o el motor de un cohete balístico), pero esta misma información no es aplicable para predecir el comportamiento en servicio de una tubería de vapor, que exige una duración de 100000 hrs. (30).

El ensayo suele ser de sólo unos minutos, ya que cuanto más rápido sea la deformación, menor será el riesgo de que se presente un recocido y por tanto, será mayor la resistencia a la cedencia y la tensión así como menor la ductibilidad (9, 13).

Esta prueba no predice lo que sucederá en un periodo más corto o más largo, razón por la cual tiene poca aplicación. Algunas veces se utiliza para la rápida estimación de materiales, a fin de garantizar que sea conveniente un estudio posterior. Por otro lado, el comportamiento de la muestra se ve afectado, también por la relación tiempo-temperatura, como son el tiempo necesario para que la muestra alcance la temperatura deseada y el tiempo en que la muestra se encuentre a esa temperatura, tanto antes como durante la prueba. Los efectos en la estructura granular de las probetas, en este caso no se miden (4).

II.11 ESQUEMA DE LOS ELEMENTOS DE UNA MÁQUINA DE TERMOFLUENCIA

Antes de conocer el procedimiento del ensayo es necesario describir el principio de funcionamiento de una máquina de termofluencia, por ello se muestra la máquina NII-2 de la Fig. II.13, que sirve para este propósito.

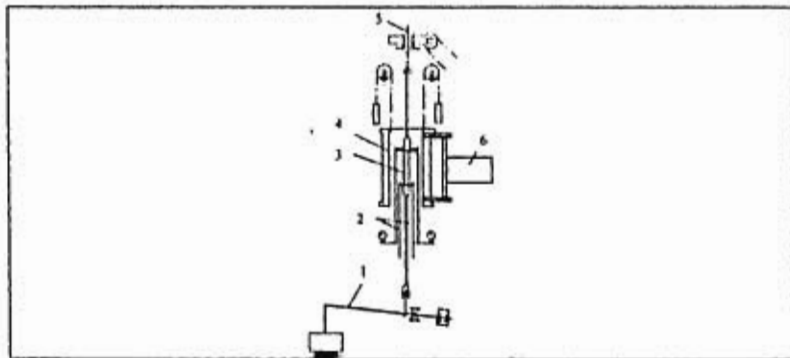


Figura II.13 Esquema de una de las secciones de la máquina NII-2, ensayos. Tomada del libro "Pruebas Mecánicas y Propiedades de los Metales". V. Zolotarevsky.

La carga sobre la probeta 3, se efectúa por el sistema de palancas 1, unida por el agarre inferior. El agarre superior está conectado al mecanismo 5, el cual proporciona el movimiento de la muestra a lo largo del eje vertical del horno 4 (8).

En ésta, como en otras máquinas, se tiene la limitante, de que la carga se mantiene constante a lo largo del ensayo y no el esfuerzo. Para proporcionar un esfuerzo constante se requiere usar un mecanismo especial, que disminuya automáticamente la carga a medida que aumenta el alargamiento (35, 36). Ya que las características de fluencia del material son muy sensibles a la temperatura, deben tomarse todas las medidas necesarias para mantener a ésta constante, a todo lo largo de la longitud calibrada de la muestra, durante el tiempo que el ensayo requiera. En la máquina NII-2 la probeta se calienta en el horno eléctrico 4, el cual tiene un termostato 6, que mantiene la temperatura con bastante exactitud. Para medir la temperatura, en la muestra se colocan dos o tres termopares cuyas extremidades deben ponerse en contacto con la superficie de la probeta, las variaciones de temperatura permitidas en el ensayo están normalizadas (8).

II.12 PROCEDIMIENTO

Según el funcionamiento de la máquina citada anteriormente, el ensayo se realiza con el siguiente orden: Se coloca y sujeta la probeta a los agarres de la máquina (de mordaza de pasador o roscada), se fijan en ella los termopares y el medidor de deformación (extensómetro), después se aplica la carga muy cuidadosamente para evitar perturbaciones, por lo general no se toman medidas de deformación hasta que la carga está totalmente aplicada. Esta carga debe producir una deformación elástica a temperatura ambiente, para comprobar la axialidad de la carga aplicada a la muestra y obtener el centrado de los agarres. Después, se hace bajar el horno, que debe ser considerablemente más largo que la probeta, para evitar: (1) la caída de la temperatura. (2) La caída de la temperatura debida a la conducción

técnica a través de los agarres y adaptadores en la probeta. El horno debe ser de resistencia eléctrica, si es de zonas, con cada zona controlada separadamente, o puede estar especialmente embobinado para compensar los efectos de la distancia entre los puntos de prueba (8, 23).

No es usual que los termopares de la probeta, se usen para el control de calentamiento, sino que se usa, un control con termopares o termómetros de resistencia, manteniéndose junto a los arrollamientos del horno.

El empleo de este sistema, en unión con un sistema de calefacción y la ayuda de instrumentos de control, precisos y confiables, dan la posibilidad de controlar la temperatura a lo largo de los puntos de la sección calibrada, con una precisión de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ (13).

La temperatura durante el ensayo esta normalizada por JIS Z2271-2 y ASTM E139 (22, 23), las cuales establecen lo siguiente: Dentro del horno se calienta la probeta gradualmente, no más de 8 horas, hasta obtener la temperatura deseada manteniéndola no menos de una hora. Más tarde se aplica una carga primaria, igual a $\approx 10\%$ de la total, y en el lapso de 5 minutos se observan los indicadores de deformación. Si estos se mantienen constantes, se aplica suavemente el resto de la carga.

La temperatura de la prueba, debe ser próxima a la de servicio del material, y de acuerdo a JIS ésta no debe variar en $\pm 3^{\circ}\text{C}$ para temperaturas entre 300°C y 600°C , en $\pm 4^{\circ}\text{C}$ para temperaturas entre 600°C y 800°C , y $\pm 6^{\circ}\text{C}$ para temperaturas entre 800°C y 1000°C o más. Por su parte ASTM en su sección 9.4.4 indica, la máxima variación de temperatura de calibración no debe exceder $\pm 3^{\circ}\text{F}$ (2°C) de la temperatura promedio del ensayo, para temperaturas hasta 1800°F (1000°C), y $\pm 5^{\circ}\text{F}$ (3°C) para temperaturas más altas. La amplitud de la variación de la temperatura debe considerarse al reportar cada ensayo.

Una vez que se tiene el control de temperatura y carga totalmente aplicada, se toman registros de deformación a intervalos de tiempos regulares, desde el momento en que la deformación plástica se inicia debido a la carga. El final de esta etapa puede ser difícil de apuntar o captar con precisión, debido a la rapidez con que se presenta. Las mediciones se siguen registrando hasta alcanzar la cantidad de información requerida; o bien hasta que la probeta se rompe en ensayo de ruptura por esfuerzo. Cuando éste es considerado y no se requiere medidas de deformación, se consigue una economía en máquinas y equipo. Esta posibilidad nos muestra que el ensayo de tensión en períodos largos y ruptura por esfuerzo a carga constante, se pueden realizar simultáneamente en una misma probeta, ya que una es continuación de la otra (9), con esto se ahorra tiempo, pero se requiere más cuidado en el registro del mismo para reconocer en que etapa del experimento se encuentra.

II.13 ESTANDARIZADO DE LA PROBETA

Para obtener una serie de resultados, que permitan la comparación de ellos, es indispensable contar con muestras del mismo material e iguales dimensiones y someterlas a ensayos bajo condiciones idénticas.

A las probetas de ensayo se les da una forma tal que la fractura tenga que producirse dentro de la porción deseada, esto es, dentro de la longitud calibrada (7).

Las normas definidas para las dimensiones de las probetas, en el caso particular de termofluencia, son contempladas por JIS Z2271-2 y G0567, ASTM E139 y E150-I (22, 23), de las cuales se extrajo lo más importante: Aunque ciertos requerimientos fundamentales pueden establecerse y ciertas formas de probetas se acostumbran usar para tipos particulares de ensayos, éstas se hacen en una variedad de formas. La sección transversal de la probeta es redonda, cuadrada o rectangular. Si una pieza es lo suficientemente gruesa y se facilita su maquinado, puede

una probeta redonda; en el caso de láminas o placas se emplea una probeta plana. La porción central del tramo debe ser (aunque no siempre), de sección menor que los extremos, para provocar que la falla ocurra en una sección donde los esfuerzos no resulten afectados por los dispositivos de sujeción. El tramo sobre el cual se toman mediciones de alargamiento se denomina tramo de calibración, en la Fig. II.14 se indica la nomenclatura típica para las probetas de tensión a elevadas temperaturas.

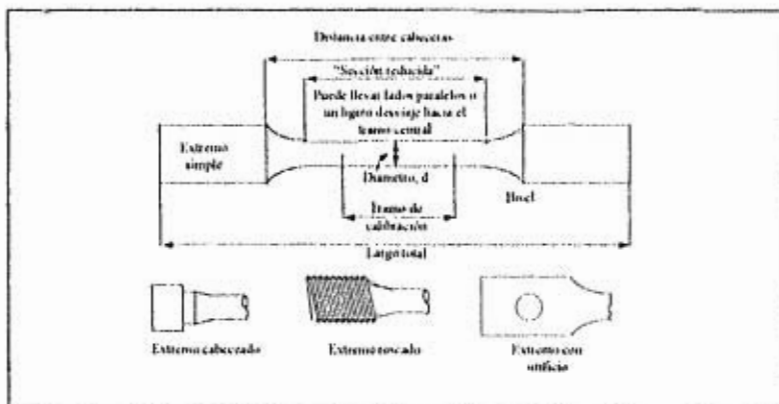


Figura II.14 Probeta típica de tensión. *Fuente Ensayo e Inspección de los Materiales en Ingeniería*. Davis Troxell Wiskocil.

La forma de los extremos de la probeta debe ser adecuado al diseño de los dispositivos de sujeción a emplear. El uso de probetas de sección redonda, ha sido el más aceptado por su facilidad de sujeción, donde los extremos pueden ser simples, cabeceados o roscados. Los extremos simples deben ser suficientemente largos para adaptarse a algún tipo de mordazas cuneiformes. Las probetas rectangulares generalmente se hacen con extremos simples, aunque éstos ocasionalmente pueden ser cabeceados o bien contener orificios para sujetarse mediante pasadores.

Una probeta debe ser simétrica con respecto a un eje longitudinal para evitar la flexión durante la aplicación de la carga (20, 23). La Fig. II.15 ilustra los defectos comunes en la preparación de probetas planas.

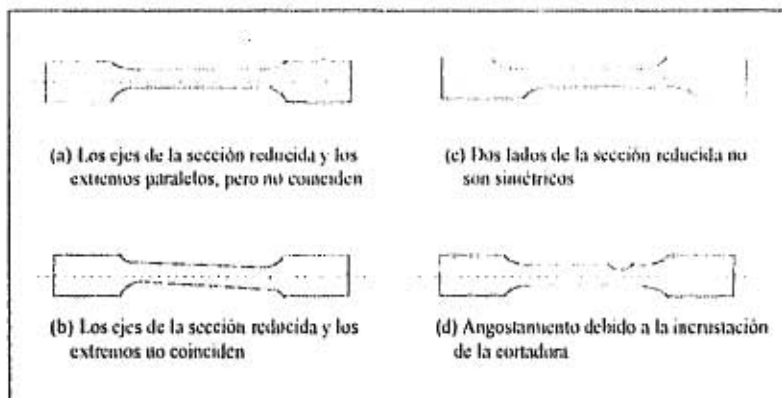


Figura II.15 Defectos comunes de las probetas planas. Fuente "Ensayo e inspección de los materiales en ingeniería". Davis, Troxell, Wiskocil.

Las dimensiones de las piezas normalizadas según ASTM (23), tanto para probetas redondas como planas y sus respectivas tolerancias se dan a continuación en la Fig. II.16 (a) y (b).

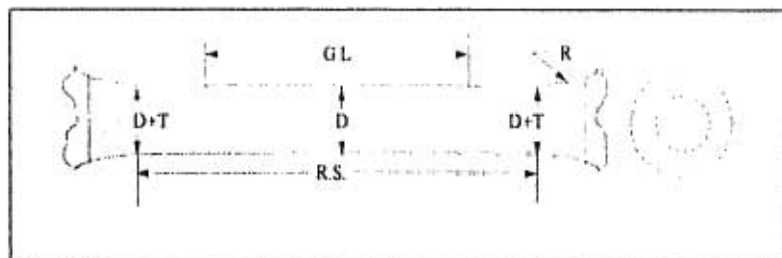


Figura II.16 (a)

	Estandarizado probeta	Probetas	Proporcionalmente a la estándar	Más pequeñas
	1/2 in (12.7 mm) Diámetro	1/4 (9.53 mm) D	1/8 (6.35 mm) D	1/16 (3.175 mm) D
G.L. - Tramo de calibración	2.000 ± 0.005 (50.8 ± 0.127)	1.500 ± 0.005 (38.1 ± 0.127)	1.000 ± 0.005 (25.4 ± 0.129)	0.500 ± 0.005 (12.7 ± 0.127)
R.S. - Sección reducida (min)	2 1/4 (54) min	1 1/2 (45) min	1 1/4 (29) min	1/2 (19) min
R - Radio	1/4 (9.5) min	1/8 (6.4) min	1/16 (4.8) min	1/32 (2.4) min
D - Diámetro	(0.500 ± 0.010) (12.7 ± 0.25)	0.375 ± 0.007 (9.5 ± 0.178)	0.250 ± 0.005 (6.35 ± 0.127)	0.125 ± 0.002 (3.18 ± 0.051)
D + T - (T - Tolerancia)	D + 0.0025	D + 0.0018	D + 0.0013	D + 0.0010

Tabla II. I (a)

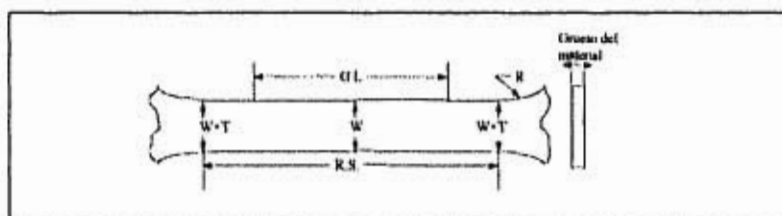


Figura II. 16 (b)

G.L. - Tramo de calibración in (mm)	2.000 ± 0.005 (50.8 ± 0.127)
R.S. - Sección reducida min	2.25 in (57.15 mm)
R - Radio min in (mm)	1 (25.4), 0.5 (12.7) min
W - Ancho de tramo de calibración	0.500 ± 0.010 (12.7 ± 0.254)
W - T (Tolerancia)	W + 0.000 a 0.005 (0 a 0.127 mm)

Tabla II. I (b)

Por su parte las normas japonesas (20) muestran en la Fig. II.17 (a) y (b) una probeta cilíndrica y una probeta plana o rectangular, además de su tabla de dimensiones y tolerancias.

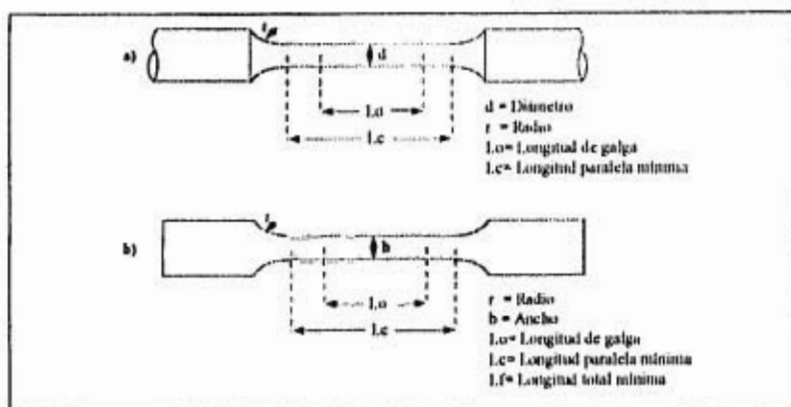


Figura II.17

d (b) (mm)	L_c (mm)	L_o (mm)	r (mm)	T (mm)
4	20	16	8	+ 8.03
6	30	24	12	+ 0.03
8	40	32	16	+ 0.04
10	50	40	20	+ 0.04
12	60	48	24	+ 0.04

Tabla II.2

Pueden utilizarse probetas más pequeñas, siempre y cuando el tramo de calibración sea de cuatro veces el diámetro de la probeta. La superficie debe llevar un acabado liso y libre de marcas herramientas y rayaduras. La carga aplicada a las probetas debe precisarse en $\pm 1\%$, ya sea por carga directa o bien palanca multiplicadora (20, 22, 23).

II.14 PREDICCIÓN DE VIDA ÚTIL A TEMPERATURAS ELEVADAS

II.14.1 METODO DE LARSON-MILLER

En la actualidad, no se tiende a evitar que las piezas sometidas durante largos periodos a elevadas temperaturas y esfuerzos, experimenten un continuo alargamiento o flujo, sino que se acepta la deformación en caliente de las piezas durante el servicio. Se dimensionan y se eligen materiales de manera que, ese alargamiento alcance unos valores tolerables a lo largo de toda la vida útil que se prevee, deban tener las máquinas o instalaciones (18).

Por lo tanto, un factor fundamental en la determinación del tiempo de servicio, es el conocimiento previo de la velocidad de deformación. Por ello Arrhenius la expresa en términos de esfuerzo y temperatura, en la ecuación II.3 (Véase la sección II.7) que lleva su nombre; define el tiempo de ruptura para varias combinaciones de temperaturas y esfuerzo. Por lo tanto pueden usarse pruebas de ruptura por esfuerzo de corto plazo, para predecir el comportamiento de ruptura por esfuerzo a largo plazo por medio de la ecuación anterior, expresada como:

$$\frac{1}{t} = A e^{-Q/RT} \text{ ----- II.5}$$

en donde $1/t$ reemplaza al índice y $T =$ al tiempo expresada en horas. Si se toman logaritmos naturales de ambos lados de la ecuación, tenemos:

$$\ln 1 - \ln t = \ln A - Q/RT \text{ ----- II.6}$$

y haciendo las conversiones a los logaritmos decimales, obtenemos:

$$-\log t = \log A - Q/2.3RT. \text{ o bien puesto que } A = \text{Constante:}$$

$$\log t = \frac{Q}{(2.3)RT} - C \quad \text{-----} \quad \text{II.7}$$

Esta es una ecuación para una línea recta de la forma $y = mx + b$ donde $y = \log t$, $m = Q/2.3R$, $X = 1/T$, $b = c$. Ya que Q es la energía de activación y para cada esfuerzo varía, se determina para varios esfuerzos una serie de líneas con pendientes diferentes y se cruzan en un punto, Fig. (II.18).

La ecs. II.7 se puede volver a escribir como:

$$T(\log t + C) = \frac{Q}{2.3R} \quad \text{-----} \quad \text{II.8}$$

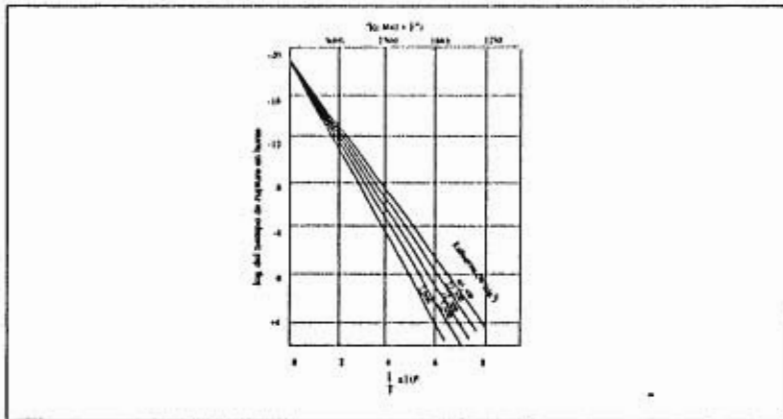


Figura II.18 Log tiempo de ruptura en función de $1/T$. La intersección del tiempo con el eje es c , para el acero al molibdeno y carbono. (Reproducido con la autorización de J. Miller, "Aid for the High-Temperature Designer", General Electric Review, 55-6, Nov., 1952, General Electric Co.). Tomada del libro "Ciencia de materiales para ingenieros" de Keyser.

Dado que Q es constante para un valor dado de esfuerzo, es decir, $Q = f(\sigma)$, se pueden trazar valores de esfuerzo en función de $T(\log t + C)$. Con el fin de lograr esto, es necesario determinar la constante c , como se muestra en la Fig. (II.18), esto se logra efectuando varias pruebas de ruptura por esfuerzo a elevadas temperaturas,

para diferentes esfuerzos y con intervalos de tiempo hasta de una semana. Una vez obtenido el valor de c , se puede sustituir el valor de t y T para un esfuerzo dado en $T(\log t + c)$.

$$P_o = T(\log t + c) \text{ ----- 11.9}$$

P_o = Parámetro de Larson-Miller.

En la Fig. (11.19), se muestra una gráfica de esfuerzo en función de $T(\log t + c)$ con este diagrama, si se dan dos de los tres factores t , T y σ , puede determinarse el tercero. Esta técnica se conoce, como el método de Larson-Miller (13, 24).

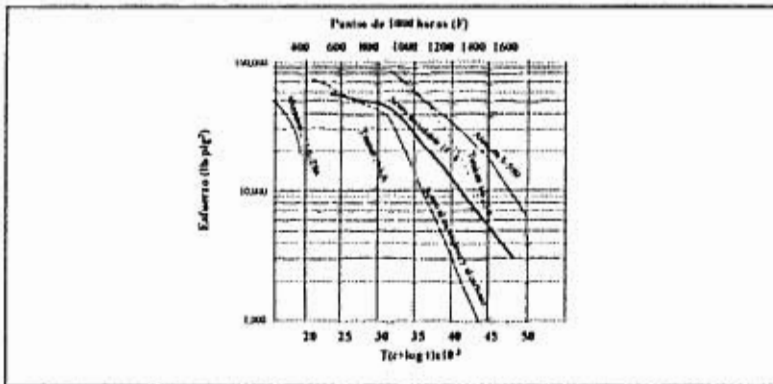


Figura 11.19 Curvas maestras de ruptura y valores de c para varias aleaciones. Valor de c en el parámetro $T(\log t + c)$ para varias aleaciones: Aluminio 2024S-T86, 17; Titanio D9, 20; Acero de bajo contenido de carbono, 18; Acero de carbono y molibdeno 12Cr-3Mo-0.2V, 19; Acero inoxidable 18-8, 19; Acero inoxidable 25-20, 15; Timken 16-25-6, 20; Aleación S-590, 20; Aleación S-816, 18, t = tiempo en horas; T = temperatura en °R; °R = °F + 460. (Reproducido por J. Miller, "Aid for the High Temperature Designer", General Electric Review, 55-6, noviembre 1952.). Tomado del libro "Ciencia de Materiales para Ingenieros" de Keyser.

II.14.2 METODO MANSON-HAFERD

Esta es otra técnica menos conocida para predecir el comportamiento de piezas en servicio a largo plazo, a partir de datos de menor período para la ruptura por esfuerzo a elevadas temperaturas. Se observó que una gráfica del logaritmo del tiempo de ruptura para un esfuerzo determinado, puede trazarse en función de la temperatura, para producir una línea recta. Trazando para diferentes esfuerzos, líneas diferentes, sus extrapolaciones convergirán en un punto de coordenadas T_a y $\log t_a$ (-150, 20) como lo indica la Fig. II.20.

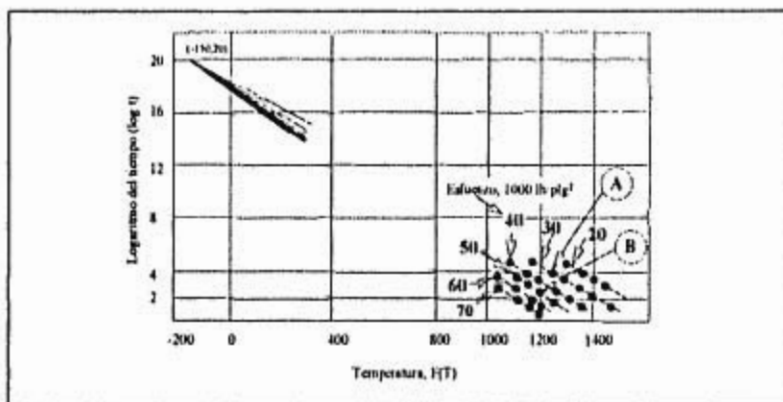


Figura II.20 Gráfica para ilustrar el método Manson-Haferd. Las curvas de esfuerzo constante que muestran los tiempos para la ruptura a diferentes temperaturas, se extrapolan para que se intersecten en un punto. El valor de $\log t_a$, es 20 a un valor de $T_a = -150$. Observe que en esta gráfica, el logaritmo del tiempo se traza en función de la temperatura (en lugar de hacerlo en función de la recíproca de la temperatura, como en la Fig. II.18). Los datos corresponden a la aleación S-590 (Reproducido con autorización de R. M. Goldhoff, "Which Method for Extrapolating Stress-Rupture-Data", *Materials in Design Engineering*, 49-4, abril de 1959, páginas 93-97). Tomado del libro "Ciencia de Materiales para Ingenieros" de Keyser.

Por tanto para cada esfuerzo:

$$P = \frac{T - T_a}{\log t - \log t_a} \quad \text{II.10}$$

De acuerdo a la ecuación de la recta, P es igual a la pendiente, T y t son, respectivamente, las combinaciones de temperatura y tiempo para un esfuerzo determinado.

Como se muestra en la Fig. (II.21) los valores del esfuerzo en una gran escala, en función de P, dan una línea recta. A partir de la Fig. mencionada y la ecuación II.10, se puede calcular uno de los tres parámetros a partir de los otros dos conocidos previamente.

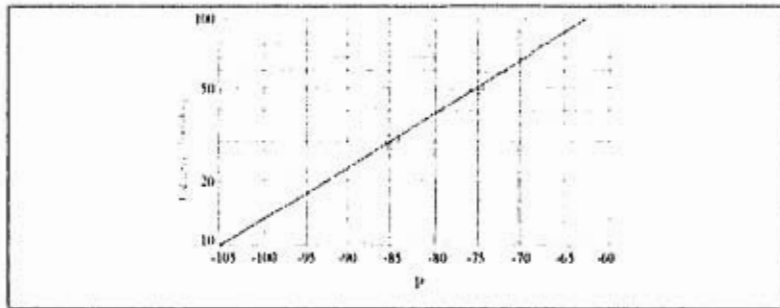


Figura II.21 Curva maestra para el método Manson-Haferd. Esta gráfica se obtiene a partir de datos utilizados para construir la gráfica de la Fig. II.20. Si $\log t_1$ es 20 y T_1 es -150°F o 310°R ; substituyendo los valores del punto A de la Fig. II.20 ($\log t_1 = 4$, $T_1 = 1210 + 460 = 1670 \text{ R}$, $\sigma_1 = 30,000 \text{ lb/plg}^2$) en la expresión para P, dará $P_1 = (1670 - 310) / (4 - 20) = -85$. A partir del punto B, Fig. II.20, $P_2 = (1670 - 310) / (2 - 20) = -75.6$, que corresponde a $\sigma_2 = 50,000 \text{ lb/plg}^2$. A continuación se traza una línea recta a través de P_1 , σ_1 y P_2 , σ_2 , para obtener la curva maestra. En la práctica real, muchos más que dos puntos deberían calcularse y trazarse, y se hace pasar una línea por ellos. Tomada del libro "Ciencia de Materiales para Ingenieros". De Keyser.

Un punto importante en las pruebas de ruptura por esfuerzo a corto plazo, es que los datos obtenidos se dan a temperaturas superiores a las de servicio. En algunas aleaciones ferrosas esto debe evitarse para no tener cambios cristalográficos (13).

11.14.3 APLICACION DEL METODO DE LARSON-MILLER (13,25).

Ejemplo: Se utiliza un acero al molibdeno, cuyo valor de $c = 19$, la temperatura de funcionamiento es de 1100°F (1560°R) y su vida de servicio es de 8760 horas. Determinar el esfuerzo máximo que puede soportar el acero bajo estas condiciones.

$$\begin{aligned}
 c = 19 & & P_o &= T (\log t + C) & & P_o = \text{Parámetro de Larson-Miller.} \\
 T_f = 1560^{\circ}\text{R} & & P_o &= 1560 (\log 8760 + 19) \\
 t_s = 8760 & & P_o &= 1560 (3.9 + 19) \\
 & & P_o &= 1560 (229) \\
 & & P_o &= 35.79 \times 10^3
 \end{aligned}$$

De la Fig. (11.19), el valor $P_o = 35.79 \times 10^3$ de la parte inferior proyectando una línea hasta encontrar la curva de aleación elegida nos da un esfuerzo aproximado de 9500 lb/pulg^2 , cifra idealizada que no incluye factor de seguridad.

Si deseamos encontrar el tiempo a partir del esfuerzo, tendremos que:

$$P_o = T (\log t + C) \quad \log t = \frac{P_o}{T} - C \Rightarrow T = \log^{-1} \left(\frac{P_o}{T} - C \right)$$

$$t = \log^{-1} \left(\frac{35.79 \times 10^3}{1560} - 19 \right) \Rightarrow t = \log^{-1} (2.9423)$$

$$t = 8760 \text{ hrs.}$$

En el siguiente párrafo, se reportan experiencias reales de la Central Termoeléctrica de Salamanca. Que al aplicar el método de Larson-Miller, en la determinación y cálculo de temperatura del metal en los elementos de un sobrecalentador, denominado SH-3 de la unidad número 4, los cuales fallaron después de 3 meses de operación.

Debido a que los resultados obtenidos en base a estudios metalográficos y ensayos de dureza (resisten a la tensión equivalente), que reflejan la existencia de degradación microestructural y pérdidas de sus propiedades mecánicas, para el tiempo de servicio al que ha sido sometido el sobrecalentador desde el último mantenimiento del SH-3 hasta el momento de la falla, se ha tenido que llevar a cabo el cálculo de la temperatura del metal en los elementos, para conocer y corroborar la falla de los tubos, durante su operación.

Datos generales

Tipo de material SA 213 T 22

Diámetro exterior: 47.625 mm

Diámetro interior: 38.625 mm

No se tiene el valor de presión de vapor en el momento de la falla de la tubería del SH-3; por lo tanto, se obtendrán diferentes temperaturas con los valores de presiones que van desde los 80 kg/cm² hasta los 120 kg/cm², tabla II.3, y con esto generar una gráfica donde se presentaran los parámetros de operación, presión vs. temperatura.

Para diferentes valores de presión se tiene

P (kg/cm ²)	S(KSI)
80	4.8800
85	5.1760
90	5.4812
95	5.7857
100	6.0904
105	6.3947
110	6.6992
115	7.0037
120	7.3083

Tabla II.3. Tomada de Tesis "Calculo de la Vida Remanente en Tubería de las Instalaciones Termoelectricas. Ismael Cortés Alcantara.

Utilizando las curvas de Larson-Miller para el material SA 213 T 22, se obtienen los datos de la tabla II.4

Presión (kg/cm ²)	Parámetro de Larson/Miller	Temp. °C
80	39.8	832
85	39.7	829
90	39.5	824
95	39.3	818
100	39.2	816
105	39.0	810
110	38.7	802
115	38.6	799
120	38.4	793

Tabla II.4. Tomada de Tesis "Calculo de la Vida Remanente en Tubería de las Instalaciones Termoelectricas". Ismael Cortés Alcantara.

Los datos de temperatura del metal, establecidos en la tabla II.4, se han calculado mediante la fórmula siguiente, para un tiempo de ruptura de una hora máximo.

$$T = [P_o / (20 + \log t)] - 460$$

Donde T: Temperatura del metal ($^{\circ}\text{F} + 460$) \rightarrow "K

P_o : Parámetro de Larson-Miller

T: Tiempo de permanencia a la elevada temperatura, 1 hora.

II.15 CARACTERISTICAS DE LAS GRAFICAS DE TERMOFLUENCIA

Generalmente el tiempo y la deformación durante un ensayo, es fácil determinarlas partiendo de la curva de fluencia (Fig. II.11). Sin embargo, estas variables no son las únicas que se tienen que conocer, sino también, el esfuerzo y la temperatura.

Todos los parámetros antes mencionados, se pueden determinar, en varios ensayos de tal forma que al graficarlos muestren varias curvas a la vez, de un mismo material. La condición necesaria para que las gráficas sean de utilidad, es que se varíen los parámetros, como: la temperatura, el esfuerzo de tensión, el tiempo y el porcentaje de deformación.

Tweeddale (9) por ejemplo, menciona que debemos conocer:

- a) El tiempo necesario para desarrollar una cantidad límite de deformación.
- b) La velocidad de deformación en estado estacionario después de haber transcurrido algún tiempo.

- c) El tiempo para el inicio de la etapa terciaria.
- d) El tiempo para que se produzca la fractura.

Todos estos datos son el resultado de grupos de curvas de muchos ensayos, a lo largo de meses o años. A partir de éstas también se podrá determinar.

- e) El esfuerzo para producir una deformación total en un tiempo dado.
- f) El esfuerzo para producir una velocidad de fluencia límite en un tiempo dado.
- g) El esfuerzo para que se produzca la fractura en un tiempo determinado.

Como ya se indicó, varios autores manifestar que los ensayos que se realizan tienen un tiempo de duración de 1000, 10000 y 100000 horas, por ejemplo: el primer valor correspondería a la vida en servicio de un motor de un cohete, el segundo para un motor de propulsión a chorro aeronáutico y el último correspondería a una instalación en una planta termoelectrica (9, 12).

En realidad, los ensayos a tiempos muy prolongados, se realizan en un corto tiempo, con la condición de que los datos se extrapolen para predecir el comportamiento a futuro, y un detalle que se debe cuidar, es que no se produzcan cambios metalográficos o químicos como: crecimiento de grano, recristalización, cambio de fase y oxidación en la región extrapolada que no modifique la pendiente de la curva, solo así se obtendrán resultados confiables. Una forma de extrapolar teniendo en cuenta estos cambios, consiste en examinar una representación logarítmica del esfuerzo en función del tiempo, necesario para la fractura correspondiente a una temperatura superior en varios cientos de grados a la requerida. Por ejemplo, si en 1000 horas no se producen cambios de pendiente a una temperatura superior en 200°C a la necesaria, se puede dar como segura la

extrapolación rectilínea a la temperatura requerida, mas baja y como posible la extrapolación a 100 000 horas.

En la Fig. II.22 (a) se muestran los resultados de un ensayo en un tiempo de 2 mil horns y en el inciso (b) los resultados de sus extrapolaciones.

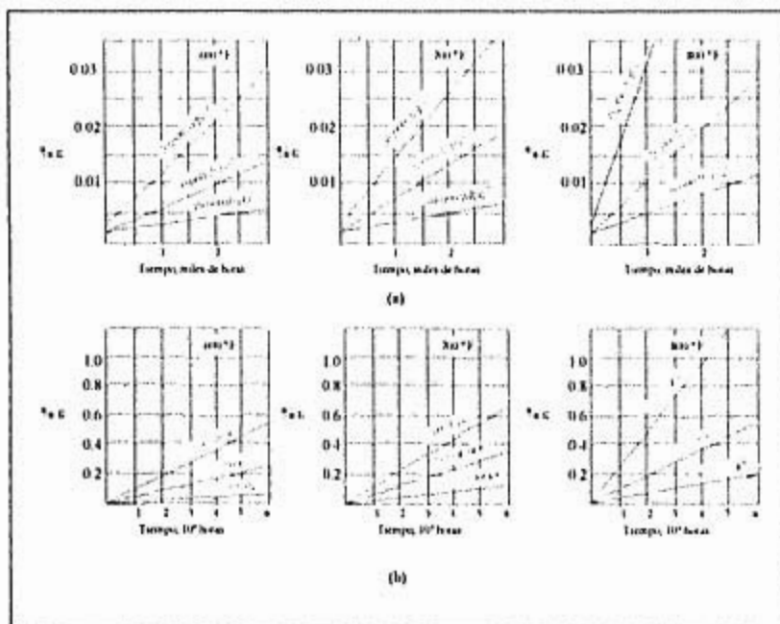


Figura II.22 Curvas de Termofluencia. a) Tres conjuntos de curvas de fluencia, correspondientes a esfuerzos de 30,000, 20,000 y 10,000 lb/plg², a varias temperaturas. Las curvas se determinaron con pruebas que se efectuaron durante 3,000 horas b) Extrapolaciones de las curvas en a) a 60,000 horas. Observe que en a) y b) se usan diferentes escalas de tiempo y esfuerzo. Tomada del libro "Técnicas de laboratorio para pruebas de materiales" de Keyser.

II.15.1 PORCENTAJE DE DEFORMACION POR TERMOFLUENCIA

Para fines de diseño, en ocasiones es necesario conocer en cuanto tiempo se alcanzará una determinada deformación, para este efecto Tweeddale (9), nos muestra las siguientes gráficas de la Fig. (II.23 a y b), donde se pueden escoger los esfuerzos necesarios para producir 0.1% de deformación en un periodo de 1000 hrs., modificando las variables σ y T.

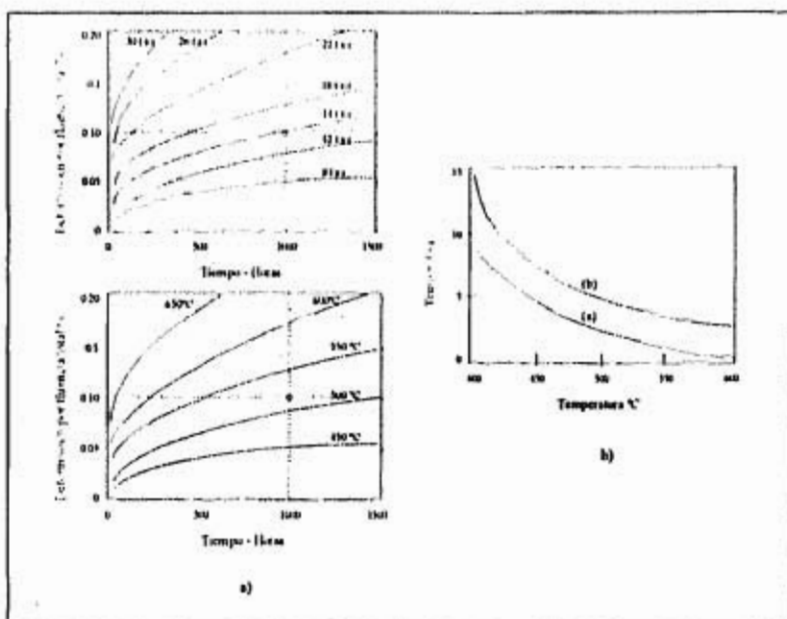


Figura II.23 a Grupo típico de curvas de Termofluencia tal como pueden obtenerse con un acero de baja aleación, mostrando métodos de presentar y deducir datos. (a) Resultados con diferentes tensiones a una temperatura (ejemplo: 450°C) (b) Resultados con temperaturas diferentes a una tensión (ejemplo: 8 ton./pulgada²).

Figura II.23 b Curvas resumen típicas de resistencia a la Termofluencia con respecto a la temperatura. Curva (a) tensión para producir una deformación por fluencia específica, ejemplo: 0.1 por 100 en 10,000 horas. Curva (b) tensión para producir, por ejemplo, 0.1 por 100 de deformación por fluencia en 1,000 horas. Tomada del libro "Propiedades Mecánicas de los Metales" de Tveddalle.

A este respecto, Lasserres (17) y Apruiz (11) indican que es importante realizar ensayos para determinar valores de carga máxima que puede soportar un material, para que, sometido a una temperatura determinada, llegue a producir durante 1000, 10000 y 100000 horas, un alargamiento de 0.01, 0.10 o 1%.

La determinación de estas cargas, se realizan efectuando una serie de ensayos a una misma temperatura y con diferentes cargas, obteniendo una serie de curvas similares a las de la Fig. II.24. Estos ensayos se repiten para diferentes temperaturas, obteniendo una familia de curvas para cada temperatura.

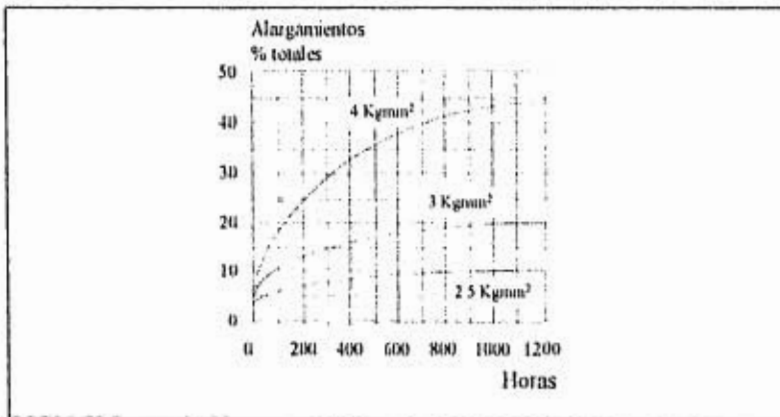


Figura II.24 Alargamientos experimentados por un acero alto en silicio a 600 grados, según la carga aplicada y el tiempo. Tomada del Libro "Tecnología del Acero" de Lasserres.

A continuación, con los alargamientos obtenidos para diferentes cargas en cada temperatura durante un tiempo determinado, por ejemplo, 1,000 horas, obtiene una familia de curvas similar a la Fig. II.25.

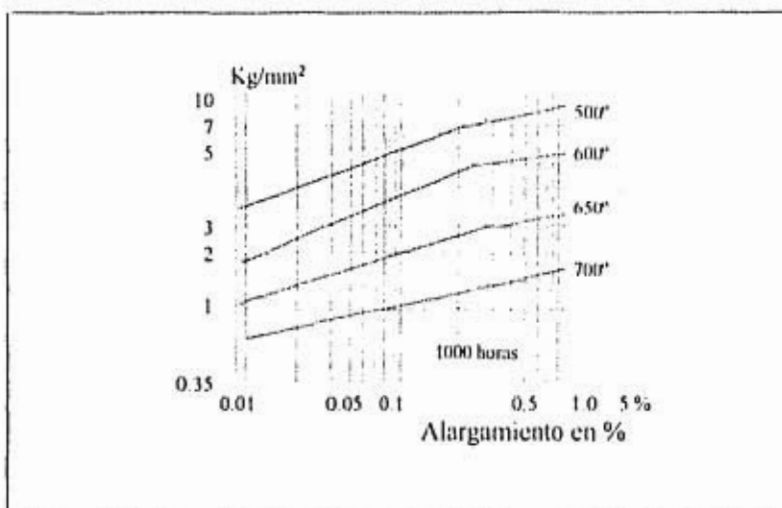


Figura II.25 Diagrama típico de los alargamientos que se producen con diferentes cargas a distintas temperaturas, durante mil horas, en una probeta de acero. Tomada del libro "Aceros Especiales" de Apráiz Barreiro.

Por último, se puede construir la gráfica en la que se dan las cargas que producen una deformación determinada a una temperatura prevista después de un tiempo fijado, que se utiliza para el cálculo de las piezas sometidas a temperaturas elevadas. Ver Fig. II.26.

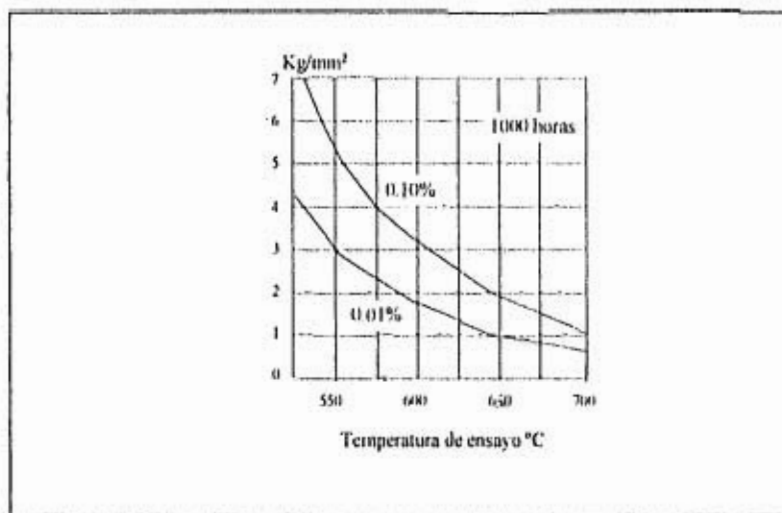


Figura II.26 Cargas que pueden aplicarse a una probeta de acero para que al cabo de mil horas no rebasen los alargamientos de 0.01% (curva de 0.01%) ó 0.10 % (curva 0.10%). Tomada del libro "Aceros especiales" de Apráiz Barreiro.

II.15.2 VELOCIDAD DE LA DEFORMACION POR TERMOFLUENCIA

La velocidad de deformación es de importancia en la termofluencia, y específicamente en la segunda etapa. Este factor tiene la finalidad, de obtener el esfuerzo, necesario para producir una baja velocidad la cual no deberá incrementarse, ya que de ella dependerá la vida prolongada de funcionamiento, o que no se llegue antes del tiempo prescrito a la tercera etapa (9). La Fig. II.27 nos muestra un ejemplo de lo que se menciona.

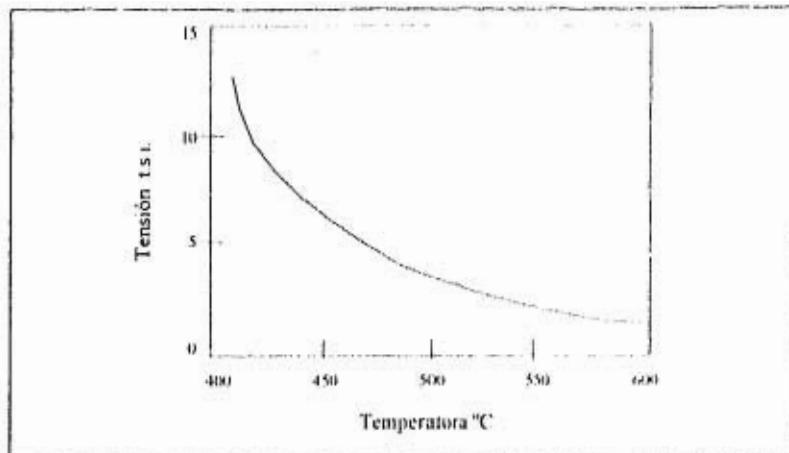


Figura H.27 Curva resumen típica de tensiones para producir una velocidad de Termofluencia específica, por ejemplo, 10^{-3} polg./polg./hora en 1,000 horas, en un material a temperaturas diferentes Tomado del libro "Propiedades Mecánicas de los Metales" de Tweeddale.

En EEUU, para fines de diseño, se acostumbra manejar dos velocidades, la primera es de 0.0001% en cada hora (0.0001% / h o 1%/10000 h) y la segunda alcanza 0.00001% en cada hora (0.00001% h o 1% 1.00000 h) donde 100000 equivalen a 11 años y medio. (13)

Una observación a este respecto, es que no es segura esta velocidad, en ensayos cuya duración sea menor a 1000 hrs., porque la etapa transitoria puede no haber transcurrido (12).

H.15.3 ESFUERZO PARA LA FRACTURA

Ya se ha mencionado, que en un ensayo de ruptura por esfuerzo, no es usual medir la cantidad de deformación o su velocidad, sino el valor del esfuerzo en función de la temperatura o del tiempo (9). Véase la Fig. H.28.

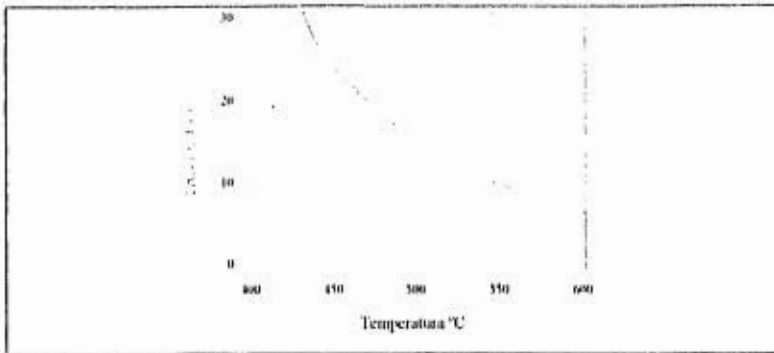


Figura 11.28 Curva resumen típica mostrando las tensiones para producir ruptura en, 1,000 horas, para un material particular a temperaturas diferentes. Tomado del libro "Propiedades Mecánicas de los metales" de Tweeddale.

La información que proporciona este tipo de ensayo, es la cantidad de esfuerzo necesario para que se llegue a la fractura, además, se obtienen datos del alargamiento y su estricción. Otro tipo de gráfica para este tipo de ensayo, es el que se muestra en la Fig. 11.29, donde los cambios de la pendiente se deben a las alteraciones estructurales, como el paso de fractura transgranular a intergranular, oxidación, recristalización, crecimiento de grano y otros (12).

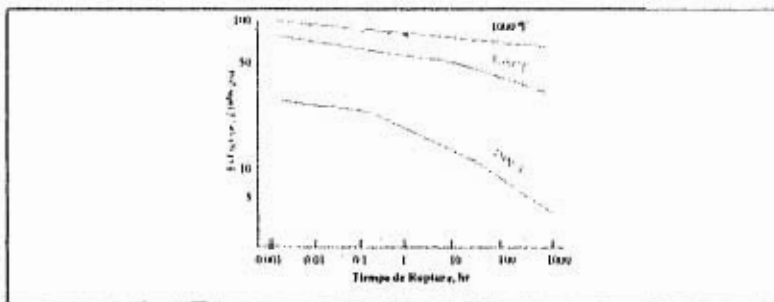


Figura 11.29 Gráfica de los datos de ruptura por esfuerzo. Tomada del libro "Metallurgy Mechanical" del Dieter.

II.16 METALES RESISTENTES A LA TERMOFLUENCIA

II.16.1 ALEACIONES

Los metales comerciales de mejor comportamiento a temperaturas elevadas, son las aleaciones, pues se ha encontrado que tienen mejores propiedades mecánicas en servicio que los metales puros a dichas temperaturas (11).

En general, la resistencia a la termofluencia es superior en metales con puntos de fusión altos, ya que la velocidad de autodifusión (CAP. II) en éstos es baja (12).

El problema de desarrollar aleaciones resistentes a la termofluencia, es básicamente doble, ya que se deberá incrementar la resistencia a la difusión, tanto en los granos como en los límites de éstos.

II.16.2 PROCESOS DE ENDURECIMIENTO EN LA ALEACIONES

La mayoría de los métodos conocidos de endurecimiento de los cristales son aplicables a las aleaciones resistentes a la termofluencia, estos incluyen, endurecimiento por solución-sólida, por precipitación y por trabajo en frío.

Estas aleaciones se basan en una matriz que es una solución sólida, en la cual los elementos que la componen hacen más difícil el movimiento de las dislocaciones a través de la red cristalina. El mecanismo de endurecimiento es debido a que un átomo más grande o uno más pequeño obstruye el movimiento alrededor de las dislocaciones. Estas encuentran resistencia para moverse más allá del átomo que forma la impureza. En la mayoría de los casos, los granos de la matriz son fortalecidos además por endurecimiento de precipitación (11).

A bajas temperaturas, el precipitado es más efectivo en la interferencia con el movimiento de las dislocaciones por ser partículas muy pequeñas, y estar

ampliamente distribuidas en gran número a través de la red. Los precipitados en las aleaciones comerciales son frecuentemente carburos, nitruros, óxidos o compuestos intermetálicos. Finalmente hay otro método importante de aumentar la resistencia de la matriz a temperaturas elevadas. Este es, el trabajo en frío para añadir resistencia a la termofluencia, no debe ser efectuado a temperatura ambiente, sino que puede ocurrir a cierta temperatura por debajo de la temperatura de recristalización del metal durante la deformación. El endurecimiento por trabajo, a una temperatura elevada intermedia, se conoce con frecuencia como trabajo en tibio. Hay evidencia de que la cantidad de endurecimiento por trabajo, dará mejores resultados en ciertas aleaciones, si la deformación se limita entre 15 y 20%.

Un trabajo excesivo conducirá a una temperatura de recristalización más baja y a una tendencia al ablandamiento y por lo tanto a termofluencia.

Los tres mecanismos de endurecimiento antes mencionados son inestables, en relación con el aumento de temperatura. Por lo tanto, su empleo está limitado a zonas de temperaturas dentro de las cuales se mantendrán estables.

Un incremento de la temperatura en el endurecimiento por solución sólida, aumenta la velocidad de difusión de los átomos de soluto en las atmósferas de dislocación y al mismo tiempo tiende a dispersar los átomos de las mismas. Ambos efectos hacen más fácil el movimiento de las dislocaciones.

La recristalización, puede eliminar completamente los efectos de endurecimiento del trabajo en frío (trabajo en tibio), y aumentar con ello la velocidad de termofluencia. Por lo tanto la recristalización es perjudicial para la resistencia de esta última, aún en un metal que no haya sido endurecido por trabajo. En general, podemos concluir que los elementos de aleación que elevan la temperatura de recristalización son benéficos para la resistencia a temperaturas elevadas (11).

Finalmente la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos ASME (The American Society of Mechanical Engineers), establece los requisitos para las diferentes partes componentes de calderas y recipientes a presión, tales como los esfuerzos y temperaturas máximas permitidas para un material dado. De este código se toman algunas de las aleaciones empleados en calderas. Los esfuerzos máximos permitidos a una temperatura en particular se muestran en la tabla II.5 y la composición química de estos materiales se encuentran en la tabla II.6 (25).

ESFUERZO PERMISIBLE (PSI) CODIGO ASME

ASME EXPOSURE/TEMP	PARA TEMPERATURA DEL MATERIAL (°F) (°C) EN UN LÍM.										
	400 °F (204 °C)	500 °F (260 °C)	600 °F (316 °C)	700 °F (371 °C)	800 °F (427 °C)	900 °F (483 °C)	950 °F (510 °C)	1000 °F (538 °C)	1050 °F (566 °C)	1100 °F (593 °C)	1200 °F (649 °C)
SA-178A	11,800	11,800	11,800	11,500	7,500	(4,300)	2,600	(1,300)			
SA-192	11,800	11,800	11,800	11,500	9,000	(5,000)	3,000	(1,500)			
SA-210-A1	15,000	15,000	15,000	14,400	10,800	(3,000)	3,000	(1,500)			
SA-178-C	15,000	15,000	15,000	14,400	9,200	(4,300)	2,600	(1,300)			
SA-106-B	15,000	15,000	15,000	14,400	10,800	(3,000)	3,000	(1,500)			
SA-515-30	17,500	17,500	17,500	16,000	12,000	(5,000)	3,000	(1,500)			
SA-516-30	17,500	17,500	17,500	16,000	12,000						
SA-209-T1	13,800	13,800	13,800	13,800	13,200	12,700	8,200	(4,800)			
SA-213-T11	15,000	15,000	15,000	15,000	15,000	13,100	11,000	6,600	4,300	3,900	(1,200)
SA-213-T22	15,000	15,000	15,000	15,000	15,000	13,100	11,000	7,800	5,800	4,200	(1,000)
SA-213-TP3040	13,000	12,200	11,400	11,200	10,600	10,200	10,000	9,800	7,700	6,800	4,100
SA-213-TP321H	12,100	12,100	10,400	10,800	13,500	15,300	15,200	14,000	6,900	9,100	5,400
SA-213-TP347H	15,500	14,900	14,300	14,200	14,200	14,200	14,600	14,400	10,500	9,100	4,400
SA-213-TP316H	14,400	12,500	11,800	11,300	11,000	10,800	10,300	10,000	10,450	10,300	7,400
SA-240-304	13,000	12,200	11,400	11,100	10,600	10,200	10,000	9,800	9,500	8,500	6,100
SA-240-321	12,900	12,000	11,400	11,000	10,800	10,600	10,000	10,400	8,300	6,900	3,600
SA-240-347	15,300	14,900	14,700	14,300	14,200	14,200	14,000	14,000	12,100	9,100	4,400
SA-240-316	13,400	12,500	11,800	11,300	11,000	10,600	10,300	10,000	14,500	12,400	7,400

Tabla II.5

TABLA II.6. EFECTOS DE LOS GRANOS

Temperatura (°C)	Grano (μm)	σ _{0.2} (MPa)	σ _{UTS} (MPa)	σ _{UTS} /σ _{0.2}	σ _{UTS} /σ _{UTS}	σ _{UTS} /σ _{UTS}	σ _{UTS} /σ _{UTS}	σ _{UTS} /σ _{UTS}	σ _{UTS} /σ _{UTS}
Tubo	60-70								
	60-70	187.000	226.000	1.208	1.170				
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.00				
	60-70	200.000	27.000	1.35	1.30				
Placa	60-70	200.000	21.000	1.05	1.00	1.15 x 10			
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05 x 10	1.15 x 10			
	60-70	200.000	21.000	1.05 x 10	1.05 x 10	1.15 x 10			
Tubo	60-70	200.000	21.000	1.05 x 10	1.05 x 10	1.15 x 10			1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05 x 10	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05 x 10	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05 x 10	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
Placa	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10
	60-70	200.000	21.000	1.05	1.05	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10	1.15 x 10

Tabla II.6

II.16.3 EFECTO DEL TAMAÑO DE GRANO

Por otro lado el tamaño de grano influye también en el fortalecimiento de los metales, a temperaturas normales el límite de grano es una restricción para la deformación plástica, ya que éste es una discontinuidad donde termina el deslizamiento de los planos (Véase sección I.4), como se indica en la figura II.30.

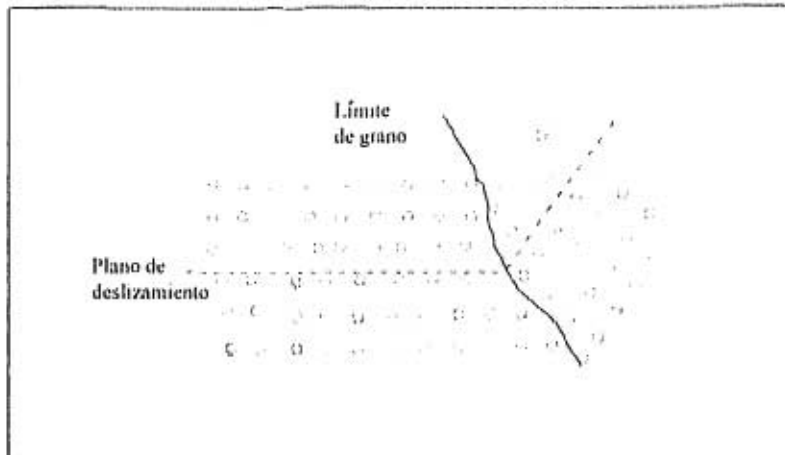


Figura 11.30 Desorientación transversal y límite de grano. Tomado de "Tecnología de los Materiales". Van Vlack.

Por esta razón un límite de grano interfiere el movimiento de las dislocaciones a lo largo del plano de deslizamiento, es por esto que los materiales de grano fino son generalmente más resistentes que los de grano grueso, puesto que sus áreas de los límites de grano es mayor. Por lo tanto, a elevadas temperaturas el área de los límites de grano facilita la termofluencia, entonces es deseable reducirla manejando materiales de grano grueso como en el caso de tuberías que trabajan a temperaturas elevadas, como se aprecia en la figura 11.31.



Figura H.31 Granulación burda en las hojas de una tubería. Estas hojas se usan para altas temperaturas, por lo tanto el área de los límites de grano se ha minimizado al aumentar la granulación burda en el proceso. En contraste, los límites de grano aumentan la resistencia a bajas temperaturas. (Cortesía de M.E. Shank, Pratt y Whitney). Tomado de "Tecnología de los Materiales". Van Vlack.

Las magnitudes de termofluencia son más rápidas en los materiales de grano fino, puesto que el límite de grano:

- (1) Contribuye directamente a termofluencia como resultado de su más bajo factor de acomodamiento.
- (2) Sirve como un "deslizadero" en el cual las dislocaciones pueden moverse, evitando de esta manera enmarañamientos de dislocaciones que retardan el deslizamiento (14).

MAQUINAS Y ELEMENTOS NECESARIOS PARA EL ENSAYO DE
TERMOFLUENCIA

III.1 TIPOS DE MAQUINAS

En la actualidad, las máquinas más utilizadas en ensayos de termofluencia son a carga constante, pero también existen a esfuerzo constante. Las primeras son fabricadas por distintas casas comerciales que distribuyen equipo para investigación, tales como Denison e Instron. Estas suelen estar diseñadas para varios tamaños de probetas y diferentes materiales, además tienen la ventaja de que se les puede adaptar distintos tipos de mordazas, ya sea para probetas planas o cilíndricas (9,20). Las segundas entrañan una gran dificultad, por la cual no se encuentran comercialmente, ya que sólo responden a una necesidad específica (parámetros de diseño), es decir, que para cada tipo de material y tamaño de probeta se requerirá una máquina. Por lo tanto, a una casa comercial no le resultaría conveniente tenerlas en existencia si no responden a las necesidades exclusivas del usuario. Esta es la razón por la cual una máquina se tiene que construir para cada caso en particular (21,26)

A continuación se presenta una lista de los diseños de algunos autores.

- 1) Máquina de ensayo Denison.
- 2) Máquina con sistema de tensión tipo Hopkins para esfuerzo constante.
- 3) Máquina con sistema de torsión tipo Andrade
- 4) Máquina con sistema de tensión a esfuerzo constante tipo Andrade-Chalmers.

III 1.1.1 MAQUINA DE ENSAYO DENISON

Samuel Denison and son. Ltd. es la casa comercial encargada de la fabricación de varias máquinas que trabajan a carga constante, de las cuales será suficiente la descripción de 2 de ellas. En la Fig. III.1 se muestra una máquina para tres toneladas de carga máxima. Posee un sistema de carga de palanca doble en la parte superior, que utiliza pesas de carga fijas y un horno de longitud suficiente para cubrir la probeta y parte de las mordazas, además de un espacio interior para su desplazamiento. Lleva montado un panel que sostiene el control de temperatura y el de energía del horno. El control puede ser de zona sencilla o múltiple de tipo potenciómetro electrónico de gran precisión. Va provisto de grilletes, de autoalineación y cuando sea necesario se usan aceros resistentes al calor.

En la Fig. III.2 se muestran dos máquinas de una tonelada de carga máxima para ensayo de termofluencia (tiempos prolongados) y ruptura por esfuerzo. Cada una tiene un sistema de carga en la parte superior de palanca sencilla, con cargas de peso fijo y un pequeño horno equilibrado con contrapesos. El control del horno y regulador de entrada van montados debajo de la máquina. La deformación se mide por medio de un sistema de esfera que actúa en el brazo de palanca, al igual que el anterior, posee grilletes de autoalineación. Por otro lado en ambos tipos de máquinas se suministran adaptadores de probetas de forma que se ajustan a cualquier tipo y tamaño normalizado de probeta. La carga se aplica mediante un tornillo deformador en la base de la máquina; este dispositivo va unido al extremo contrario de la probeta, donde se encuentre fijo el sistema de carga, el cual tira de la probeta hacia arriba o hacia abajo de acuerdo al diseño de la máquina. La muestra se somete a tensión hasta que el sistema de palanca de la carga "flota" en su posición de equilibrio. Durante el ensayo, se puede necesitar volver a ajustar la posición de equilibrio a intervalos frecuentes, de acuerdo con el recorrido disponible del sistema de carga, a medida que la probeta se estira (9).

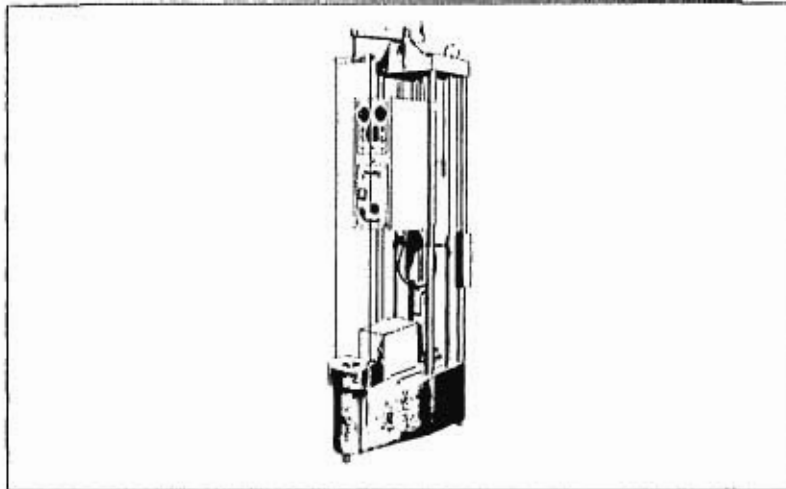


Figura III.1 Máquina de ensayo de termofluencia de 3-ton. de carga máxima Denison.
Tomada del libro "Propiedades Mecánicas de los Metales" de Tweeddale.

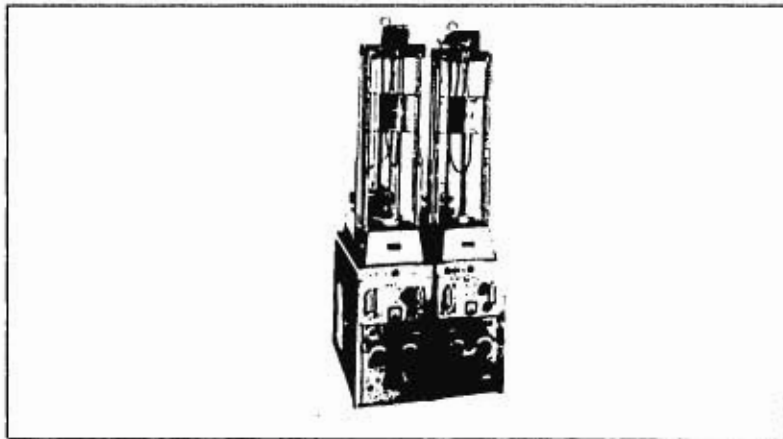


Figura III.2 Un par de máquinas Denison de ensayo de termofluencia y tensión hasta rotura.
Carga máxima 1 tonelada (Saml. Denison & Son Ltd. Leeds). Tomada del
libro "Propiedades Mecánicas de los Metales" de Tweeddale.

III.1.2 MAQUINA CON SISTEMA DE TENSION TIPO HOPKINS

Este sistema fue ideado por L.M.T. Hopkins, respondiendo así a la necesidad de proporcionar esfuerzo constante. Este utiliza una leva (excéntrica) compensadora en fase con la extensión de la probeta de tal forma que la carga disminuye proporcionalmente a la reducción del área de la sección transversal de la probeta. Para satisfacer la condición de que el volumen permanece constante tenemos que en

$$\text{la ec. III.1 } Wx = \frac{W_0 l_0}{l_x} \quad \text{III.1}$$

Donde W_0 = Carga inicial

l_0 = Longitud inicial

l_x = Longitud aumentada

W_x = La carga reducida para tensión constante en la longitud l_x

En la Fig. III.3 se muestra al sistema BNFNRA, debido a L.M.T. Hopkins, donde puede verse que a medida que la probeta se alarga, la excéntrica gira y reduce el brazo de palanca de la carga fija, de forma que la reacción en la probeta se reduce en proporción al aumento de la longitud (9).

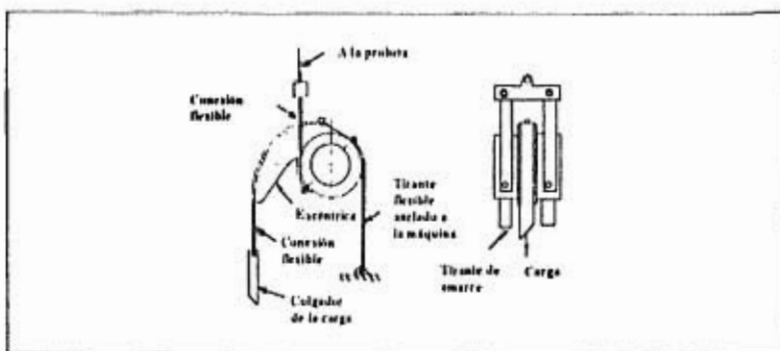


Figura III.3 Sistema de tensión constante de ensayo de termofluencia ideado por HOPKINS.

Tomada del libro "Propiedades Mecánicas de los Metales" de Tweeddale.

III.1.3 MAQUINA CON SISTEMA DE TORSION DE ANDRADE

Existen dos tipos de ensayos de termofluencia por torsión, uno de ellos se realiza en máquinas convencionales para el caso, exceptuando que el par aplicado se mantiene constante y que la probeta está rodeada por un horno. La fig. III.4 (a), muestra la máquina para la segunda forma de realizar el ensayo, esta fue diseñada por Andrade, y se aplica a materiales blandos como el plomo y de longitud (distancia entre puntos) muy corta, de tal forma que no es probable que ocurra adelgazamiento. Su eficiencia reside en que genera un par de torsión uniforme dentro de una ranura maquinada en un disco grueso de material blando.

El disco se mecaniza como se muestra en la Fig. III.4(b) de tal modo que la forma de la ranura anular hace que el área de los planos circunferenciales de la extensión de la ranura varíe inversamente con el cuadrado del radio desde el centro. Así el esfuerzo cortante torsional es uniforme en la sección anular y los esfuerzos en las otras partes del disco son bajas, comparadas con las de la ranura maquinada (9).

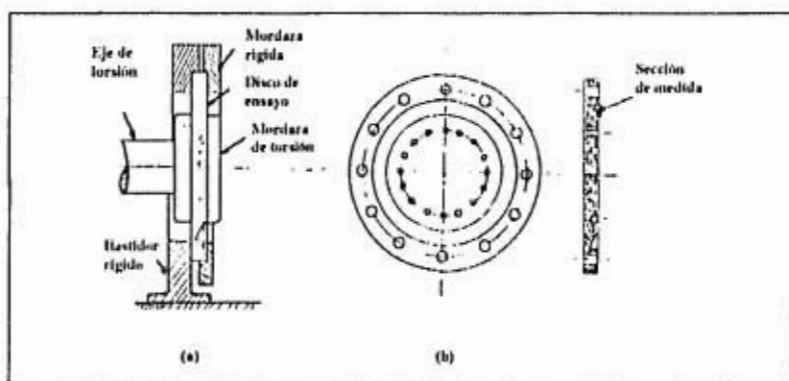


Figura III.4 Sistema Andrade para obtener tensión de cizalla torsional uniforme en el ensayo de termofluencia de metales blandos (a) Disposición de la máquina (b) Disco de ensayo. Tomada del libro "Propiedades Mecánicas de los Metales" de Tweeddale.

III.1.4 MAQUINA CON SISTEMA DE TENSION A ESFUERZO CONSTANTE TIPO ANDRADE- CHALMERS.

La Fig. III.5 muestra una máquina ideada bajo el principio de la leva construida por E.N.D.C Andrade y Bruce Chalmers (27).

La siguiente descripción corresponde a una máquina que se encuentra trabajando en el I.I.E (28) y consta de:

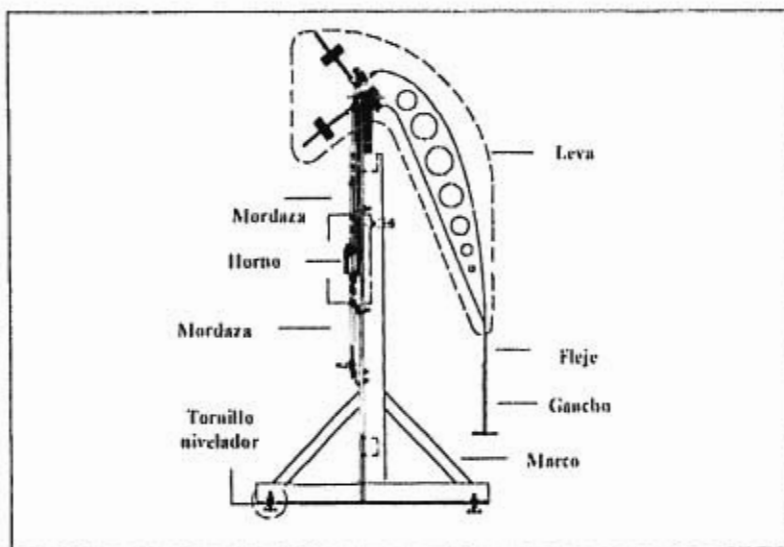


Figura III.5 Cortesía del IIE, Cuer. Mor.

a) Estructura

Es un marco de acero que sostiene los componentes de la máquina. Los ángulos que sirven como base del marco, están apoyados sobre tornillos con los que se le puede nivelar adecuadamente, si es que existen pequeñas variaciones topográficas en el lugar que se ubique.

b) Leva

Esta tiene un brazo de palanca constante, en forma circular con centro en su eje de giro y un brazo de palanca variable, la geometría de este último está especialmente diseñada para que mediante la reducción del brazo de palanca, la fuerza aplicada a la muestra se reduzca de la misma manera que su sección transversal, asegurando así el sostenimiento de un esfuerzo constante(28,29).

El funcionamiento de esta leva, resulta como consecuencia de la deformación de la probeta, que por un extremo esta fija a la estructura de apoyo y por el otro al fleje que sigue perfectamente el perfil de la leva hasta su parte inferior. Al deformarse la probeta, permite el desenrollamiento del fleje como consecuencia del giro de la leva sobre su eje, la rotación de ésta obliga a que cambie la distancia del centro de giro al punto de tangencia de la leva con el fleje vertical, el cual sostiene las distintas cargas que se le aplican a la probeta con pesas de acero de distintos tamaños, a través de una base metálica que pende en la parte inferior de fleje, este cambio de distancia produce en cada caso una reducción del brazo de palanca y de esta forma aseguramos el sostenimiento de un esfuerzo constante. Se incluyen además dos contrapesos, que aparecen en la parte superior izquierda de la leva y sirven para que coincida su centro de masa con el centro de rotación. Estos contrapesos están montados sobre tornillos con el objeto de posibilitar el ajuste manual de sus posiciones. La configuración deseada se logra cuando los contrapesos se posicionan de manera tal que la leva se mantiene inmóvil después de colocarse en cualquier ángulo con respecto a su posición inicial. Para evitar movimientos accidentales de estos contrapesos se instalaron en ellos contratueras las cuales fijan la configuración deseada.

c) Mordazas

Este sistema fue especialmente construido con un material de alta aleación, debido a que pasa por el interior del horno sosteniendo la muestra. Estas mordazas deben ser resistentes a la oxidación y en especial a la termofluencia, el material con que fueron fabricados es inconel X750.

d) Horno

Se utilizó un horno plegable que opera a temperaturas hasta de 1100 °C, en el espacio interior se le adaptó un tubo de cuarzo de 25 mm. de diámetro, que tiene soldados en sus extremos tubos más delgados en dirección perpendicular, que sirven como entrada y salida de gas (nitrógeno), que controla si la atmósfera de prueba. La función principal del horno consiste en llevar a la probeta a la temperatura especificada y mantenerla constante. Para medir ésta, se utiliza un transductor termoelectrico conocido como termocople o termopar, se colocan en el centro y los extremos del horno, después se debe esperar a que se estabilice térmicamente, para determinar sus gradientes de temperatura.

e) Interruptores

Esta máquina tiene un sistema de apagado automático el cual se ilustra en la Fig. III.6. El sistema consiste en dos interruptores de contacto marca HARTM A NN μ Hecho en Mex. por industrias AMB, SA fijos al marco de la máquina en el punto donde golpea la leva después de que la muestra se fractura. Uno de los interruptores apaga el horno y el otro detiene el reloj. La diferencia entre las posiciones inicial y final de las manecillas del reloj determina el tiempo de fractura (9).

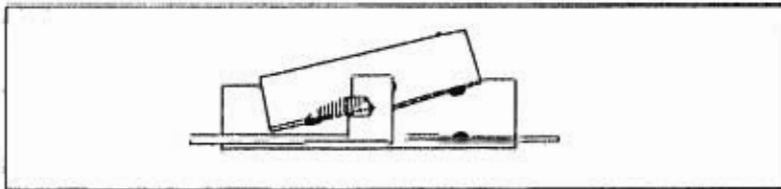


Figura III.6 Interruptor

III.2 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS PARA EL ENSAYO

La utilización de estos elementos, es de vital importancia para llevar a cabo al ensayo en forma satisfactoria, y de los cuales se presenta la siguiente lista.

- a) Hornos
- b) Extensómetros
- c) Termopares
- d) Controladores de temperatura
- e) Reloj

Una breve descripción de cada uno de ellos se hará a continuación.

III.2.1. HORNOS

La necesidad de obtener temperaturas elevadas en un laboratorio de metalurgia, se satisface por medio de un equipo de producción y control de la misma. Para tal efecto es necesario contar con un horno. Uno de los métodos de calentamiento, es a través del quemado de algún combustible; éste es muy usado en la industria por su bajo costo. Sin embargo, en un laboratorio, es preferible emplear el calentamiento eléctrico, no sólo por la limpieza con que se permite trabajar sino también por la facilidad para el control de la temperatura.

Para temperaturas hasta de 1100 °C, es muy común el empleo de hornos calentados con elementos en que intervienen resistencias hechos de una aleación de níquel-cromo. Para el calentamiento de hasta 2000 °C mediante resistencias, es adecuado utilizar aleaciones de platino-molibdeno, carburo silicio y grafito.

En el caso de hornos para temperaturas hasta de 1100 °C los más comunes y versátiles son los calentados a base de elementos de resistencia eléctrica, formados por una aleación que contiene un 80% de níquel y un 20% de cromo, sostenidos mediante un material refractario.

Las formas más comunes de hornos son: el de tubo (Fig. III.7), de olla de crisol (Fig. III.8) y el de caja o mufla (Fig. III.9).

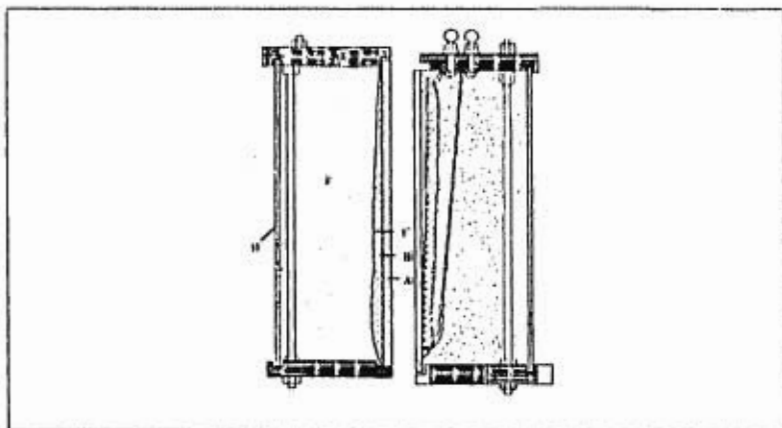


Figura III.7 Horno de tubo hecho en el laboratorio. Se enrolla un alambre (A) sobre un núcleo de alúndum (B), se recubre con cemento de alúndum (C) y todo el conjunto va sostenido por una caja metálica (D) con tapas de cemento-asbesto (E). El aislante (F) es tierra de diatomeas. A veces es más conveniente llevar las terminales de conexión a través de las placas de los extremos, antes de fijarlos a los tornillos de conexión.

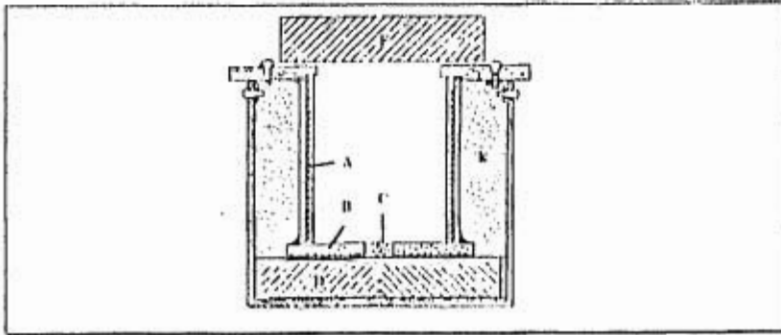


Figura III.8 Horno de crisol con enrollado de repuesto. Este enrollado y su soporte refractario (A) se sellan con una piedra de esmeril usada (B). Al horno central de la piedra puede rellenarse con cemento de alúndum (C). Para el aislamiento del fondo, se emplea ladrillo refractario (D) y, para los lados, tierra de diatomeas (E). La parte superior puede cubrirse con un cemento duro o con una placa de cemento-asbesto, utilizando como tapa ladrillo aislante (F).



Figura III.9 Horno de Mufla. Una caja con una resistencia en devanados en el interior. Muchos hornos no tienen enrollados en la puerta o en la superficie opuesta a la misma. Tomadas del libro "Técnicas de Metalurgia Experimental" de Seybalt y otros.

Todos ellos se encuentran en el comercio en gran variedad de tamaños. Los hornos pequeños de crisol, pueden construirse fácilmente en el laboratorio, pero tanto éstos como los mufla, al desearse de mayor tamaño, es preferible obtenerlos de alguna firma comercial (19).

Los hornos de tubo son comúnmente usados para ensayos de termofluencia, donde la resistencia se coloca alrededor de un tubo que usualmente es de sílice o alúndo fundido. La aleación níquel-cromo, es empleada para la resistencia por ser de bajo costo y poder obtenerse de muy variados tamaños, bien como alambre o como cinta; posee una resistencia eléctrica elevada y casi independiente de la temperatura, además si no se somete a sobrecalentamientos se obtendrá un servicio eficiente y duradero. La resistencia eléctrica puede mantenerse en posición, mediante ranuras en el tubo o bien con cemento resistente al calor. Un tubo de gran diámetro provee una mayor uniformidad de temperatura, y uno de gran longitud coadyuva a reducir el gradiente de temperatura. Es práctica común colocar las espiras a lo largo del tubo, de tal manera que el calor suministrado sea mayor en los extremos que en centro del mismo, reduciendo el gradiente de temperatura a todo lo largo del tubo. Un buen espesor de material aislante térmico es aconsejable por economía de calor (20).

Para utilizar temperaturas más bajas se emplea comúnmente, resistencia en forma de alambre enrollada directamente sobre el tubo y sosteniéndola con material refractario.

En el límite superior del intervalo de temperaturas de trabajo hay un escamado rápido, y entonces, si se desea una vida máxima, debe utilizarse una sección gruesa tal como un cilindro. Cuando se hace esto, es tan baja la resistencia del elemento calefactor, que se requiere un transformador de bajo voltaje y alto amperaje. La aleación es sumamente frágil a temperaturas elevadas, debiendo estar correctamente diseñado el refractario para sostener el elemento calefactor sin someterla a esfuerzos.

La utilidad de la aleación níquel-cromo proviene más de su resistencia a la oxidación, ésta se debe a la formación de una película protectora de óxido adherente que se forma a temperaturas elevadas. Por esta razón deben protegerse las espiras del enrollado de materiales que puedan fluir y remover la capa de óxido (19).

III.2.2 EXTENSOMETROS

Uno de los problemas más difíciles con que se enfrentan los técnicos, es la de hallar la acción que las tensiones ejercen sobre un cuerpo, mediante la aplicación directa de dispositivos de medición. Antes de inventar y desarrollar los indicadores de deformación por resistencia, el dispositivo más usado para determinar la deformación era el extensómetro. Los extensómetros se usan aún para ciertas finalidades, por ejemplo, en las piezas de ensayo a tensión y para aplicaciones estructurales en obras públicas donde se requieren indicadores de gran longitud y robustés. La principal limitación de los extensómetros es su tamaño, que dificulta su aplicación, excepto en los casos de buena accesibilidad; además, los elementos a los cuales se unen deben ser geométricamente, como varillas de longitud suficiente y de sección transversal uniforme para acomodar el instrumento. Su utilización está sobre todo limitada a la medición de la deformación estática, aunque en algunos tipos también es posible la medición dinámica. Los extensómetros se consideran a veces como si se tratara de indicadores de deformación, pero, en realidad, de acuerdo con su denominación, son dispositivos de medición de alargamiento.

Por otra parte, un extensómetro mecánico puede usarse para hacer lecturas en un gran número de posiciones, usando puntos fijos para señalar la longitud de medida de base en cada uno de ellos. Los extensómetros se usan por medio de dos métodos similares para cerciorarse de que el aparato responde al unísono con el aumento o disminución de longitud de la pieza a la cual va asido: el de arista de cuchillo y el de penetrador cónico. En las Figuras III.10 y III.12 se muestran extensómetros de tipo mecánico y en la Fig. III.13 de tipo óptico (20,30,31).

EXTENSOMETROS MECANICOS.

El extensómetro de Whittemore y Berry representado en la Fig. III.10 se usa en estructuras bajo condiciones de deformación lineales, posee una longitud de calibrado de aproximadamente 200 mm. No amplifica el movimiento y su sensibilidad depende directamente de un reloj micrométrico. Estos dispositivos llevan dos patas puntiagudas que se encajan en pequeños agujeros taladrados en el objeto ensayado. En el calibrador Whittemore, las barras laterales están conectadas por placas pivotales flexibles. El indicador de carátula está conectado a la barra A, y el husillo de la carátula presiona un diente fijado a la barra B, de modo que cualquier cambio en la posición relativa de las barras laterales, es señalado por el indicador de carátula. El calibrador Berry acciona un indicador de carátula (reloj micrométrico) mediante el uso de un palanca en forma de cigüeñal, el cual constituye una pata del calibrador. La razón de la palanca es usualmente 1:5.

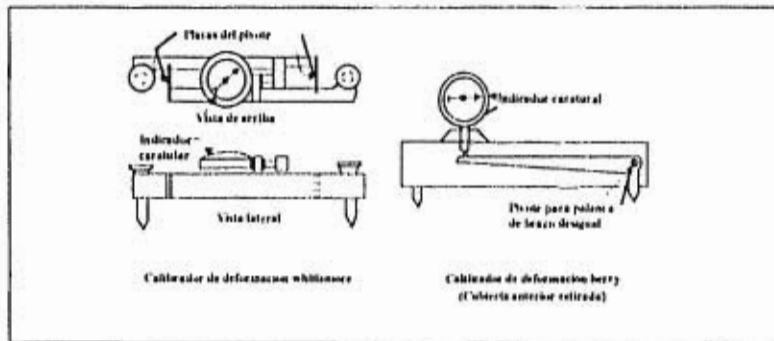


Figura III.10 Calibradores de deformación (diagramáticos). Tomado del libro "Ensayo e Inspección de los Materiales de Ingeniería" Harmer E. Davis.

Estos calibradores son llamados instrumentos portátiles porque pueden ser aplicados a una línea de calibración solamente en el momento que una observación tenga de hacerse, y así, un instrumento puede usarse para medir deformaciones a lo

largo de cualquier número de líneas de calibración. En ocasiones se les fija a la pieza de ensayo para arrojar una indicación continua del cambio de deformación. La precisión del calibrador Whittimore es de un diezmilésimo. Sobre un tramo de calibrador de 10 pulg, las mediciones de deformación son probablemente confiables hasta unos 0.000005 pulg por pulgada. La precisión de un calibrador Berry probablemente se acerque a esta cifra cuando la pata movable está casi perpendicular a la superficie de la pieza de ensayo; sin embargo, cuando la pata se inclina un poco, ya no ajusta debidamente en el agujero de calibración, y pueden surgir errores relativamente grandes.

Para lograr lecturas exactas, los agujeros de calibración deben hacerse con cuidado. Como se muestra en la Fig. III.11 el agujero muy poco profundo no coloca exactamente la pata puntiaguda del calibrador de deformación; por lo tanto, pueden ocurrir errores grandes. Al preparar los agujeros de calibración, también debe tenerse cuidado de remover cualquier rebaba, producidas al taladrar o perforar el agujero (20, 30).

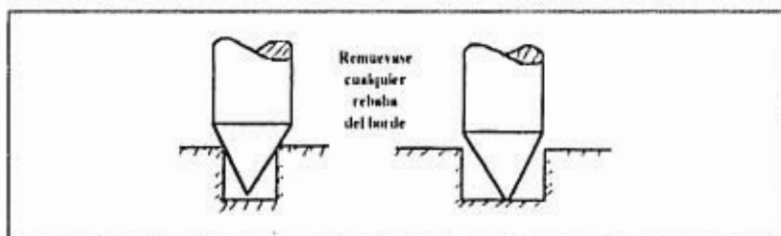


Figura III.11 Tomado del libro "Ensayo e Inspección de los Materiales de Ingeniería" de Harner E. Davis.

Extensómetro Huggenberger (Fig. III.12), es otro bien conocido, su principal característica es que funciona según el principio de la palanca multiplicadora, existen diferentes modelos, siendo el de mayor aplicación, aquel que trabaja con longitudes de calibrado entre 12 y 25 mm, aproximadamente. Este aparato se apoya

sobre pivotes en forma de cuña, con rozamiento muy reducido, si se desea, puede reajustarse a cero después de cada lectura de alargamiento. Es posible obtener ampliaciones de hasta 2000, lo cual depende del tipo utilizado. También es un instrumento de poco peso, de gran poder de ampliación y compacto. De acuerdo con la figura antes citada, la cuchilla (e) es fija, mientras que la (f), que forma parte de la palanca (c), gira alrededor del pivote inferior, empujando a la (d) contra la aguja indicadora. La variación de longitud en la base medida se multiplica por la relación $(l_1 \cdot l_2) / (a1 \cdot a2)$. Este grado de ampliación, que depende de cada instrumento en particular, comprende un rango entre 300 y 1200, variando las bases de medida entre 6 y 100 mm (31).

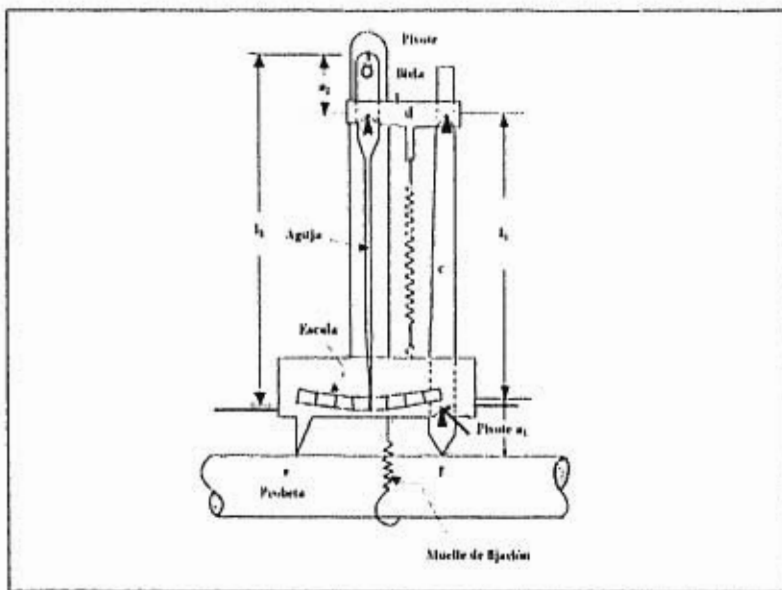


Figura III.12 Esquema de Extensómetro Huggenberger. Tomada del libro "Análisis Experimental de Tensiones" de W.H. TUPPENY, Jr.

Extensómetro óptico de espejo (Marten). Los efectos perjudiciales del rozamiento en los puntos de giro y el peso de las palancas pueden evitarse usando un rayo de luz como medio de amplificación. Un pequeño espejo plano está unido a una cuchilla de doble filo. Cuando gira la cuchilla, debido a la variación de la longitud de la probeta, el rayo de luz gira un ángulo doble como puede verse en la Fig. III.13.

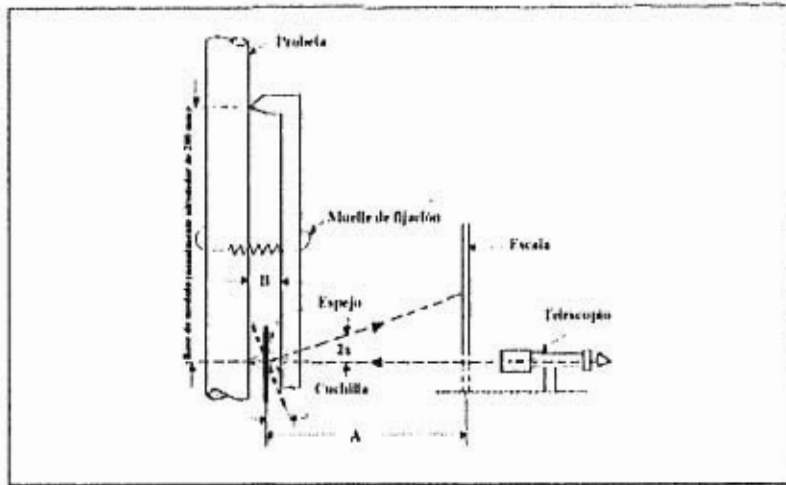


Figura III.13 Extensómetro Marten. Tomado del libro "Análisis Experimental de Tensiones"
W.H. TUPPENY, Jr.

El factor de amplificación depende de las distancias entre el espejo y la escala (principio de palanca multiplicadora), y de la anchura entre puntas de la cuchilla. En la figura anterior, el factor de amplificación es $24/B$ (dentro del 10% de exactitud), siempre que la rotación del espejo sea aproximadamente menor que 10° . La distancia B es normalmente de 5mm y A 250 veces B , resultando una amplificación de 500. Este instrumento es extremadamente sensible y, usando un telescopio, pueden apreciarse hasta 0,1 mm lo que corresponde a un cambio de longitud de 0,0002 mm (30,31).

En el caso de ensayos a temperaturas elevadas, es conveniente, tener como base los principios de los extensómetros anteriores, ya que se adaptarán a las condiciones del horno.

Tres tipos de extensómetros son de uso común para medir la deformación en estos casos. Un tipo utiliza dos microscopios o bien telescopios, por los cuales se mira a través de ventanillas en el horno hacia las marcas o puntos de calibración provistas en la probeta, es decir, funciona bajo el principio del tipo "comparador". Los aspectos principales de este dispositivo se muestran en la Fig. III.14. los telescopios son montados a lo largo de una base o barra fija.

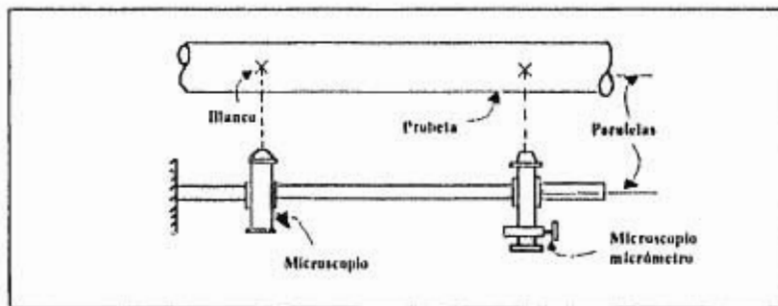


Figura III.14 Comparador óptico. Tomado del libro "Ensayo e Inspección de los Materiales en Ingeniería" HARMER. L.D.

Para medir la deformación producida entre las marcas de la probeta, se adapta un micrómetro a uno de los telescopios.

El tiempo requerido para el ajuste de un telescopio y la lectura de un micrómetro impide las lecturas rápidas de la deformación elástica, tal es el caso de la etapa primaria de la termofluencia que ocurre muy rápido generalmente, dando como consecuencia el retraso en la obtención de mediciones de la deformación inicial y un valor de termofluencia demasiado bajo (20).

Los otros dos tipos de extensómetros, tanto el de espejo como de indicador caratular, emplean dos pares de varillas impulsoras, que sujetan a la probeta por medio de agujeros en los extremos del tramo de calibración. En este caso no es necesario que el horno posea ventanillas, pero sí, que cuente con un espacio mayor para introducir las varillas y en el mejor de los casos sea plegable. Las varillas no deben generar errores en la determinación de la deformación debido a los cambios de temperatura que ocurren durante el ensayo. Estos se eliminarán al usar varillas del mismo material por tener el mismo coeficiente de expansión térmica.

Para temperaturas más severas se ha optado por utilizar varillas con buena resistencia y que no muestren alteraciones apreciables a elevadas temperaturas; generalmente se usa una aleación de cromo níquel. En el tipo simple mostrando en la Fig. III.15, las varillas impulsoras van conectadas a indicadores caratulares, que dan

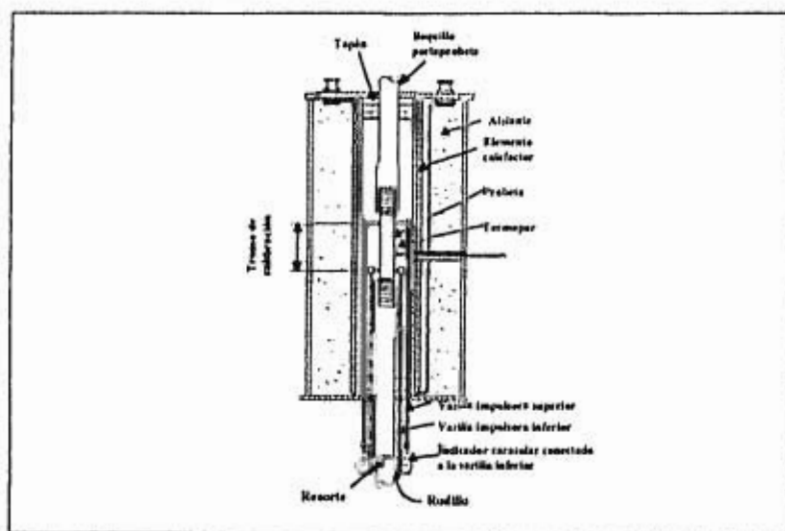


Figura III.15. Horno eléctrico y extensómetro. Tomada del libro "Ensayo e Inspección de los Materiales en Ingeniería" de Hamer E.D.

lecturas directas de las deformaciones. La facilidad y rapidéz con que las lecturas pueden hacerse con este segundo tipo poseen una verdadera ventaja en cuanto a que permite la rápida determinación de la deformación elástica inicial sin introducir errores causados por tempranas pero apreciables deformaciones plásticas. Así, las deformaciones elásticas y plásticas quedan más claramente definidas (20). En la Fig. III.16 se muestra un extensómetro de espejo.

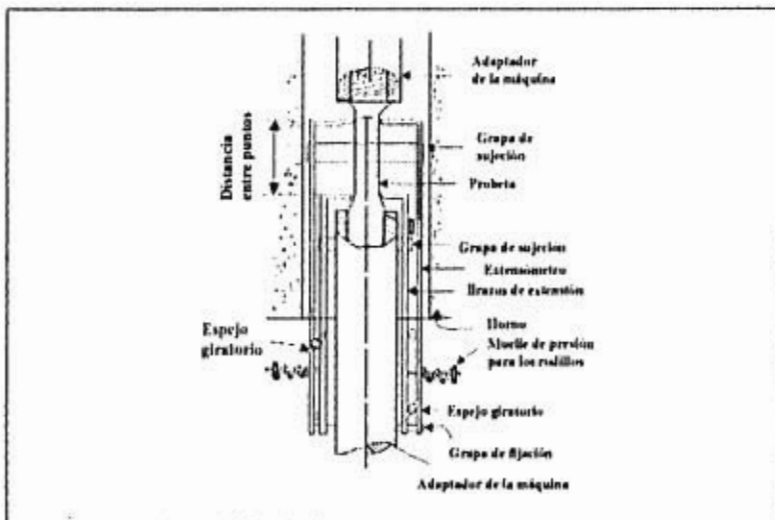


Figura III.16 Adaptación del sistema de extensómetro tipo Lamb para uso a temperatura elevada. Tomado del libro "Propiedades Mecánicas de los Metales" de Tweeddale.

Si se usa un contacto de cuchilla para unir el extensómetro a la longitud inicial de la probeta, como se muestra en las Fig. III.15 y III.16, se pueden presentar dos dificultades:

- I. La cuchilla puede afectar seriamente al comportamiento de la probeta por tender a hundirse y crear una entalladura.

I. La cuchilla puede afectar seriamente al comportamiento de la probeta por tender a hundirse y crear una entalladura.

II. Si la temperatura es relativamente alta, los dispositivos de sujeción para mantener las cuchillas en contacto con la probeta, (grapas de muelles) tienen que apretarse excesivamente en el inicio o se aflojarán con el tiempo a medida que la probeta se contraiga y fluya el material de los dispositivos sometidos a tensiones de compresión no deseables.

Estas dificultades se vencen usando dos métodos alternativos, ambos basados en la suposición de que si el área transversal de cada extremo aumenta de forma abrupta y la distancia entre los extremos ensanchados se controlan cuidadosamente, cualquier distancia pequeña adicional a lo largo de la sección ensanchada, no afectará grandemente a la lectura de extensión, si está incluida en el intervalo de sujeción del extensómetro. Ver Fig. III.17

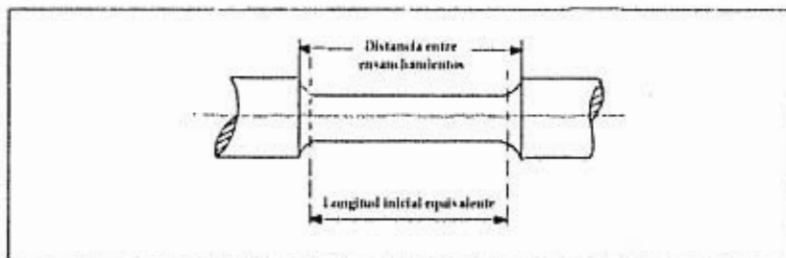


Figura III.17 Uso de una longitud inicial "equivalente" medida entre ensanchamiento de una probeta. Tomando del libro "Propiedades Mecánicas de los Metales" de Tweeddale.

La verdadera longitud inicial equivalente depende de: a) el cambio de forma entre la parte central y las áreas ensanchadas; b) la naturaleza del material y c) la temperatura; y se puede necesitar algún trabajo experimental para estimar efectos relativos si las características del material no son conocidas.

Una vez que se pueda utilizar el área ensanchada de los extremos para el control de la deformación, el extensómetro se puede fijar firmemente en ese tramo, como se muestra en la Fig. III.18 (a), por collares de apriete, lisos o bien puede usar collares de apriete roscados como muestra en la Fig. III.18 (b) con presión de sujeción mínima. Alternativamente a los sistemas mostrados se puede usar pasadores o una colocación por tornillo (9).

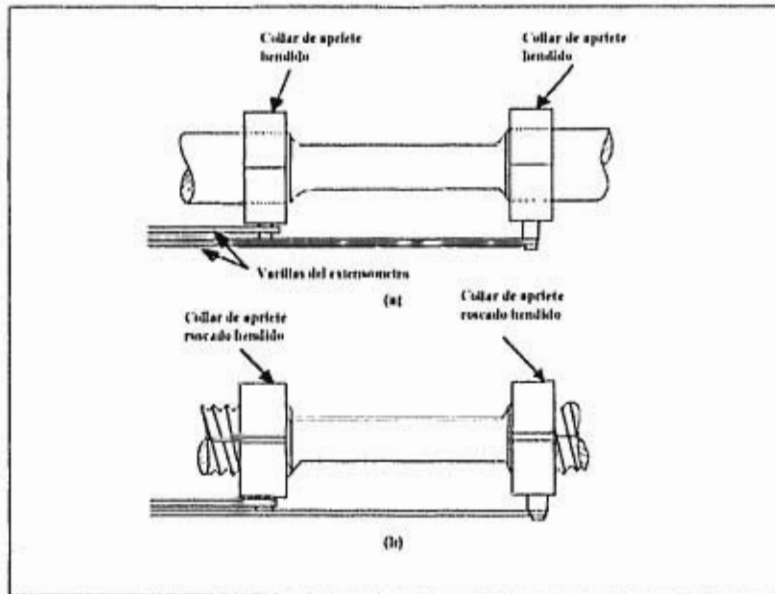


Figura III.18 Dos métodos para unir las varillas de extensómetro a una probeta de ensayo de tracción (a) Collares de apriete lisos en un ensanchamiento liso. (b) Collares de apriete roscados en una extensión del extremo roscado. Tomando del libro "Mecánica de los Metales" J.G Tweeddale.

Extensómetros de inductancia. Existen varios medios de transformar el movimiento lineal en variaciones de inductancia.

Un método muy utilizado es el que utiliza un transformador diferencial de variable lineal Fig. III.19a (LVDT de las siglas en Inglés Linear Variable Differential Transformer) (31).

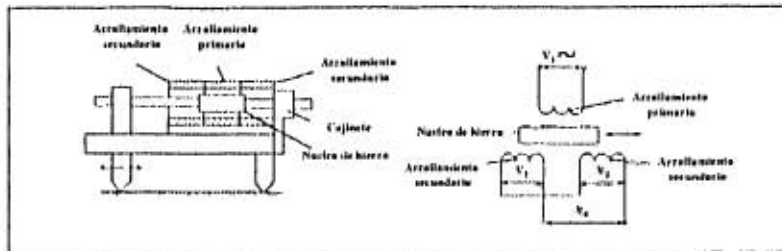


Figura III.19a Indicador de deformación por inductancia. Tomado del libro "Mediciones en Ingeniería" Collet-Hope.

Este movimiento lineal es equivalente al desplazamiento que ocurre entre los extremos de una probeta sometida a un ensayo de termofluencia, donde el sistema permite hacer mediciones precisas de la deformación. El mostrado en la Fig. III.19a comprende de un arrollamiento primario de corriente alterna, en cada lado del cual se montan dos arrollamientos secundarios dispuestos en serie y opuestos. Sobre el eje de los tres arrollamientos va montado un núcleo cilíndrico de Hierro o varilla, que sirve de camino al flujo magnético que une los arrollamientos conectados en serie, de tal manera que estén en oposición de fase. La respuesta es la diferencia de dos voltajes. Con el núcleo magnético en la posición central la respuesta es nula, esto se conoce como posición cero. El movimiento del núcleo de hierro de la posición central, debido al alargamiento del cuerpo que se ensaya, provoca que el voltaje que se produce en un arrollamiento aumente mientras que el otro disminuye (variación de la f.e.m.), y debido a que están conectadas en serie y opuestas, su señal de salida combinada será la diferencia. En el transformador diferencial práctico existe siempre un efecto capacitivo entre los arrollamientos primario y secundario, que da por resultado un pequeño voltaje de salida, incluso cuando las fem.

inducidas en las bobinas secundarias son iguales y opuestas, pero esto suele representar menos del 1% del voltaje máximo. En los aparatos desarrollados comercialmente, el voltaje de respuesta puede ser hasta de 0.002v por centésima de milímetro de desplazamiento. En la Fig. III.19b se muestra la curva característica de salida de un transformador.

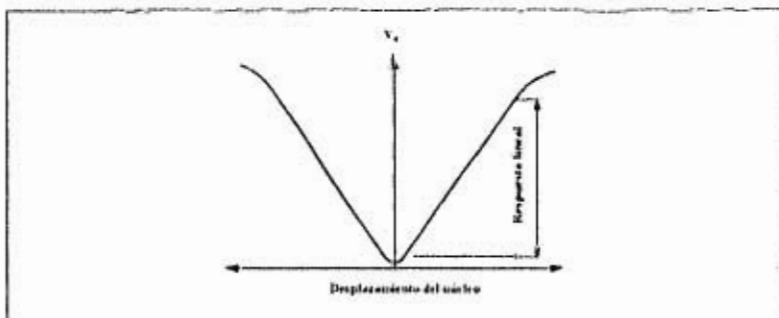


Figura III.19b Características de salida del transformador. Tomado del libro "Mediciones en Ingeniería" Collet-Hope.

En transformadores de inductancia empleados para la medición de deformación poseen longitudes de base entre 10 y 50mm, aunque, para aplicaciones especiales, también pueden encontrarse transformadores de longitudes base muy pequeñas, hasta 0.5 mm. La fuerza de accionamiento requerida es inferior a 0.01N, con lo que puede medirse la deformación dinámica siempre que la frecuencia del voltaje de la bobina primaria sea al menos diez veces la frecuencia medida. Por lo tanto se tiene que la respuesta dinámica de estas unidades es función de la frecuencia del voltaje de alimentación. Pueden encontrarse frecuencias en el arrollamiento primario hasta de 20000 CPS, dependiendo del diseño del transformador. En la figura III.19c se muestra una disposición de un puente de inductancia que emplea un solo arrollamiento, que puede usarse con desplazamiento de un núcleo de hierro, actuando de forma similar al puente de resistencia (30).

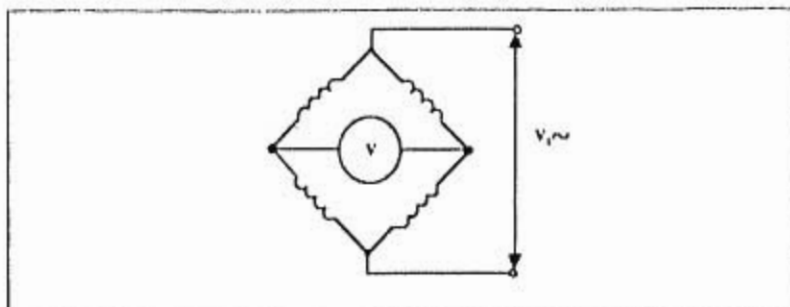


Figura III 19c Puente de inductancia Tomada del libro "Mediciones en Ingeniería" de Collet-Hope

III.2.3 TERMOPARES

En la mayoría de los procesos metalúrgicos que se realicen con altas temperaturas, es necesario que se controlen de una manera precisa, por lo tanto, la medición de éstas, es un factor fundamental de la tecnología metalúrgica.

La mayoría de los controles de la temperatura de los hornos, se basan en el empleo de instrumentos de medición llamado termopares. Estos consisten en la unión de dos alambres de metales diferentes, a esta se le conoce como unión de medición, además posee otra llamada de referencia (UM y UR respectivamente). Ver fig. III. 20. Si la primera posee mayor temperatura que UR, entonces se desarrolla una fuerza electromotriz en el circuito, y si los alambres del extremo frío UR se conectan a un milivoltímetro, ésta podrá medirse. Además, se encontrará que al aumentar la temperatura de la punta caliente aumentará también la fem. resultante del circuito (32).

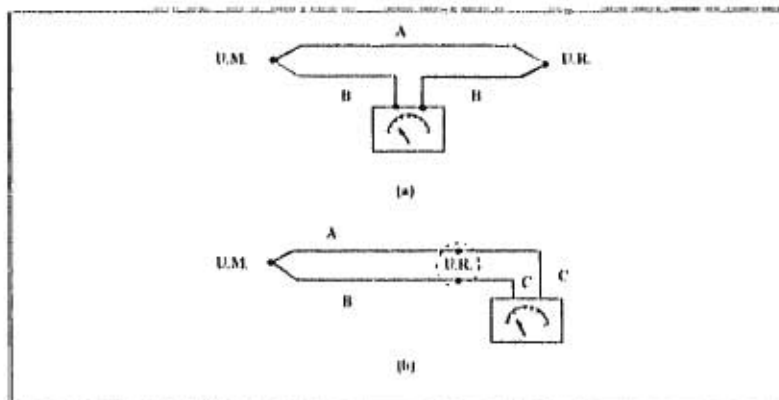


Figura III.20 Circuitos equivalentes para termopar. U.M. es la unión de medición, U.R. es la unión fría o de referencia, A y B son los metales del termopar y C es cualquier conductor. El circuito mostrado en (b) es el que se utiliza más comúnmente, localizado frecuentemente la unión de referencia en las terminales del medidor. Tomada del libro "Técnicas de Metalurgia Experimental" de Seybalt y otros.

MATERIALES DE LOS TERMOPARES

En principio, cualquier par de conductores eléctricos diferentes podrían utilizarse en la construcción de un termopar, pero ciertas consideraciones prácticas limitan seriamente el número de materiales para esta finalidad. Los metales de un termopar deben ser estables por tiempos largos a la temperatura de trabajo, deben de generar una fem. elevada por cada grado y ésta debe crecer continuamente con el aumento de la temperatura (19). La tabla III.1 muestra los materiales mas usados en la construcción de termopares, además de mostrar la fem. en milivolts de acuerdo a la temperatura utilizada.

Fem. térmica en milivolt para combinaciones de termopares de uso común
(Junta de referencia a 0 °C)

Temperatura		Cobre vs Constantán (7)	Crómel vs Constantán (E)	Hierro vs Constantán (J)	Crómel vs Alumel (K)	Platino vs. platino con 10% de rodio (S)
°F	°C					
-300	-184.4	-5.341	-8.404	-7.519	-5.632	
-250		-4.745	-7.438	-6.637	-5.005	
-200	-128.9	-4.419	-6.471	-7.760	-4.381	
-150		-3.365	-5.223	-4.623	-3.538	
-100	-73.3	2.581	-3.976	-3.492	-2.699	
-50		-1.626	-2.01	-2.186	-1.693	
0	-17.8	-0.674	-1.026	-0.885	-0.692	-0.092
50		0.422	0.626	0.526	0.412	0.064
100	37.8	1.518	2.281	1.942	1.520	0.221
150		2.743	4.075	3.423	2.667	0.408
200	93.3	3.967	5.869	4.906	3.819	0.597
250		5.307	7.788	6.425	4.952	0.807
300	147.9	6.647	9.708	7.947	6.092	1.020
350		8.085	11.728	9.483	7.200	1.247
400	204.4	9.523	13.748	11.023	8.314	1.478
450		11.046	15.844	12.564	9.435	1.718
500	260.0	12.572	17.942	14.108	10.560	1.932
600		15.834	22.287	17.178	12.865	2.472
700	371.1	19.095	26.637	20.253	15.178	2.985
800			31.108	23.338	17.532	3.524
1000	537.8		40.056	29.515	22.251	4.609
1200			48.927		26.911	5.769
1500	815.6		62.240		33.913	7.514
1700					38.287	8.776
2000	1093.3				44.856	10.675
2500	1371.1				54.845	14.018
3000	1648.9					17.347

Tabla III.1. Tomada del libro "Métodos experimentales para ingenieros" de Hohman

El termopar más útil en el laboratorio es, el que generalmente se fabrica de cromel (cromo-níquel) - Alumel (aluminio-níquel). No es caro y puede usarse continuamente hasta 1100 °C sin deterioro serio e intermitente hasta cerca de 1300 °C. Su curva de calibración se acerca mucho a la línea recta y la fem. por grado es grande (cerca de 0.04 mV por °C) (19).

Es importante recalcar, que los termopares de todos los tipos, se adquieren hechos y montados en el equipo de control.

III.2.4 CONTROL DE TEMPERATURA

Cuando la potencia eléctrica que alimenta a un horno aumenta, su temperatura, lo hace también. Es por esto, que deberá controlarse la potencia de entrada al horno, ya sea en forma manual o automáticamente; ya que existe una temperatura de equilibrio para cada cantidad de potencia alimentada (19). Una instalación completa para el control de temperatura requiere también de un termopar.

III.2.4.1. METODOS PARA CONTROLAR LA POTENCIA ALIMENTADA AL HORNO

Un dispositivo simple que se utiliza para controlar la potencia suministrada al horno es el reóstato en serie (25) que se muestra en la figura III.21 generalmente se adquiere junto con los hornos pequeños de laboratorio.

Las desventajas de este aparato son que desperdicia mucha potencia, que varía la temperatura de equilibrio con las fluctuaciones de voltaje de la línea y, finalmente se necesita mucho tiempo para alcanzar la temperatura de equilibrio característica en cierta posición dada.

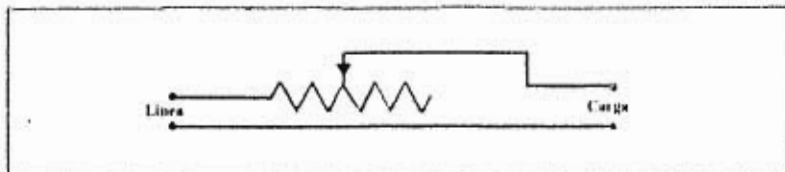


Figura III 21 Reóstato en serie Tomada del libro "Técnica de Metalurgia Experimental" de Seybalt y otros.

Otro método para regular el voltaje suministrado al horno se logra con el empleo de un autotransformador (19) fig. III.22. Este aparato es eficiente y de uso común en pequeños hornos de laboratorio, pero cuando son grandes, el costo del autotransformador los hace prohibidos. Los autotransformadores se utilizan raramente para controlar la potencia de los hornos en tamaños mucho mayores a un kilowatt, estos operan mejor si se cambia frecuentemente la posición de voltaje. Cuando se usan por mucho tiempo en una posición fija, puede presentarse el deterioro de los contactos, entonces, se prefiere un autotransformador de relación fija.

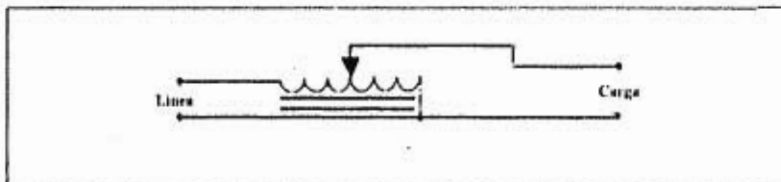


Figura III 22 Autotransformador. Tomada del libro "Técnicas de Metalurgia Experimental" de Seybalt y otros.

En los hornos grandes, y en algunos de laboratorio muy pequeños, especialmente aquellos que trabajan con una diferencia de potencial mucho menor a 110 volts, utilizan frecuentemente un transformador en derivación (19). Ver Fig. III.23

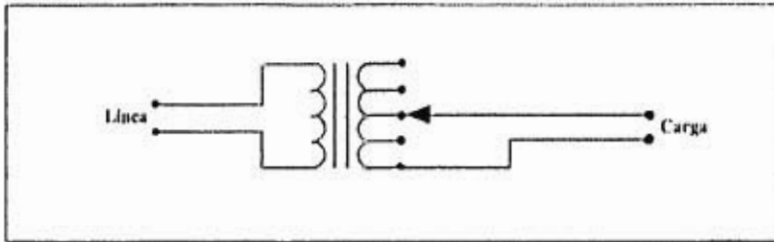


Figura III 23 Transformador en derivación. Tomada del libro "Técnicas de Metalurgia Experimental" de Seybalt y otros.

a) Control automático de temperatura

Los instrumentos necesarios para el control automático de temperatura son casi independientes del método de medición de temperatura. Un termopar, un pirómetro de radiación o un termómetro de resistencia, darán una señal eléctrica que se puede interpretar en términos de temperatura por los instrumentos descritos en el inciso anterior. Esto puede permitir, también una comparación entre la temperatura actual y la deseada de acuerdo con esto, abrir o cerrar un circuito (19).

b) Control de encendido y apagado

El método más simple para controlar automáticamente la temperatura de un horno es cortar la potencia cuando alcanza la temperatura deseada y suministrarla de nuevo cuando la temperatura cae abajo del valor deseado (19). Esto es un control de encendido - apagado que se ilustra esquemáticamente en la figura 8. La temperatura se puede medir con un termopar y el instrumento de control actúa sobre un circuito simple disyuntor y que abre cuando la temperatura indicada por el termopar está arriba del punto de control y que cierra cuando la temperatura baja del punto de control. Fig. III.24.

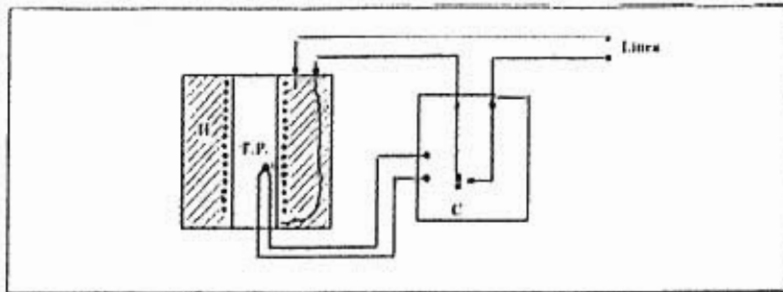


Figura III 24 Control simple encendido-apagado. El controlador C es alimentado con la salida de fuerza electromotriz del termopar, el control abre el circuito de potencia cuando el horno está por encima de la temperatura de control y apaga cuando el horno está por debajo de la temperatura de control Tomada del libro "Técnicas de Metalurgia Experimental" de Seybalt y otros.

La potencia suministrada al horno está pasado completamente al circuito o está fuera de él. Si el instrumento es suficientemente sensible y el termopar está adecuadamente localizado, ese método proporcionará un control satisfactorio.

c) Control de dos posiciones

Consiste en la modificación del encendido - apagado que reduce mucho la oscilación de temperatura. Aquí en lugar de suministrar o cortar completamente la potencia, ésta cambia desde un nivel elevado, que calentará justamente al horno por encima de la temperatura deseada, a un nivel bajo que no calentará al horno hasta el valor deseado (19).

En la Fig. III.25 (a) se muestra un método simple para realizar esto. La resistencia ajustable, en serie con el horno, mantiene alguna corriente fluyendo a través de él durante todo el tiempo y esta corriente se regula de tal manera que es insuficiente para calentar el horno a la temperatura del control. Cuando el horno queda debajo de la temperatura de control, el cierre de contactos corto circuitan al

reóstato y permiten que pase una corriente grande a través del horno y lo calientan arriba de la temperatura de control. La diferencia de valores de ambos potenciales debe ser lo suficientemente grande para que, a pesar de las fluctuaciones de voltaje, en la línea, caigan sobre ambos lados del punto de control. Ambas corrientes (alta y baja) pueden comprobarse con el circuito, que se muestra en el esquema de la Fig. III.25 (b).

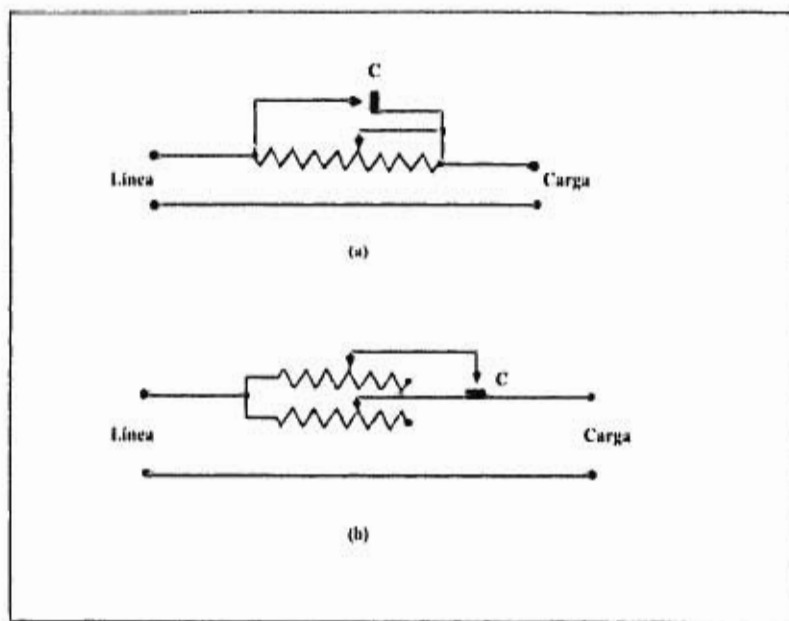


Figura III.25 Dos métodos de control de dos posiciones. La potencia suministrada cambia desde un valor alto hasta uno bajo. En (a) el nivel de baja potencia solamente puede ser controlado. En (b) puede regularse tanto el valor alto como el bajo. C es el contacto en el controlador de temperatura. Tomada del libro "Técnicas de Metalurgia Experimental" de Seybalt y otros.

III.2.5 RELOJ

El uso de este medidor de tiempo es muy indispensable, por que nos permitirá conocer el periodo que se tarda en fracturar una probeta.

En algunos casos se utiliza un reloj que se puede detener mediante un interruptor que puede apagar la leva al romperse la probeta (mediante un golpe provocado por el giro de la leva) finalizando así el ensayo, o bien mediante cualquier reloj, registrando tanto la fecha y hora de inicio, como la del final (29).

CAPITULO IV

DISEÑO DE UNA LEVA TIPO ANDRADE - CHALMERS

IV.1. ANTECEDENTES HISTORICOS

A lo largo de esta investigación, se ha obtenido información que data del año de 1910, fecha en que Andrade publicó su artículo "On the viscous flow in metals, and allied phenomena" (33), en el cual reporta un primer sistema para mantener esfuerzo constante en pruebas hechas en alambres de plomo, plomo-estaño (soldadura) y cobre, a los cuales se les aplicó una carga directa al alambre con una pesa metálica en forma de un hiperboloide de revolución. Este se encontraba en contacto con la superficie de un líquido contenido en un recipiente, de tal modo que al estirarse la probeta, la pesa se sumergía apareciendo una fuerza de flotación dependiente del volumen desplazado. Dada la forma hiperbólica de la pesa, la fuerza de flotación haría disminuir a la fuerza ascendente sobre el alambre estirándose en razón proporcional a su sección transversal, conservándose así el esfuerzo constante. Ver Fig. IV.1

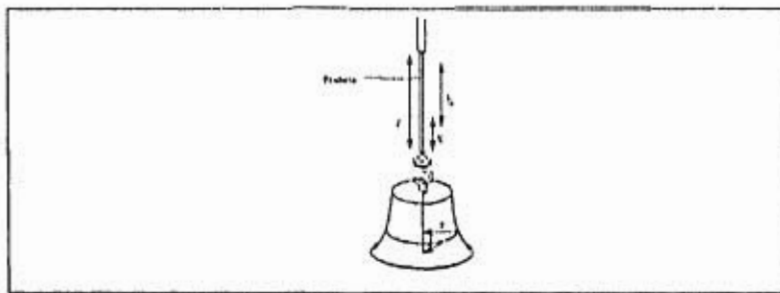


Figura IV.1 Representación del peso hiperbólico utilizado por Andrade para mantener aplicado un esfuerzo constante sobre un alambre.

Este principio fue retomado en 1932 en la publicación del artículo "the resistivity of polycrystalline wires in relation to plastic deformation, and the mechanisms on plastic flow" (27) cuyos autores fueron Andrade y Chalmers. En este caso se reporta la variación de la resistencia eléctrica durante la deformación plástica de alambres policristalinos de cadmio, latón y aluminio, sometidos a esfuerzo y temperatura constante. Para tal efecto, se utilizaron dos mecanismos, el primero es muy similar al anterior, pero con una variante, que consistió en anclar el extremo inferior de la probeta y ejercer una fuerza ascendente conectando el extremo superior mediante poleas a una pesa con la forma de hiperboloide de revolución idéntica al anterior. La ecuación que da Andrade para la forma del peso es:

$$y = (M [l_0] / P\pi)^{1/2} l / (l_0 + X) \dots \dots \text{IV.1}$$

Donde l_0 es la longitud inicial del alambre, M es la masa del peso, P es la densidad del líquido en donde este se sumerge y las variables X y Y son las mostradas en la Fig. IV.1

El segundo método utilizado por Andrade y Chalmers hace uso de una viga de aluminio PH sostenida en un punto intermedio por una cuña B. Ver fig. IV.2. En uno de sus extremos de esta viga hay una placa C de contorno circular y radio BH por donde se hace pasar un alambre delgado de acero D que se conecta a la parte superior del alambre de prueba (Probeta). En el otro extremo de la viga hay otra placa F cuyo borde se usa para colocar otro alambre delgado de acero R que sostiene a un peso W. El perfil conformado F es tal que cuando la viga gira debido a un estiramiento de la probeta conectada en D, el brazo de palanca PB disminuye, como también lo hace el momento aplicado por el peso W y medido con respecto al punto de apoyo B. Al tener la porción BH de la viga un radio constante, la carga sobre la probeta es la que decrece para dar el mismo valor de momento que equilibre a la palanca. Entonces, es cuestión del diseño del perfil de la placa F para que el

decrecimiento de la carga sea directamente proporcionada al adelgazamiento del área de la sección transversal de la probeta, y de esta manera, mantener un esfuerzo constante sobre ella.

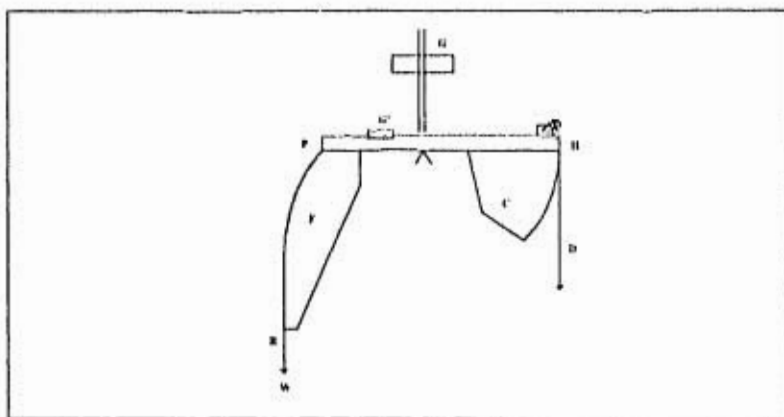


Figura IV.2 Diagrama de la máquina de esfuerzo constante utilizada por Andrade.

Nótese además en la Fig. IV.2, la presencia de un sistema de pesas G y G' que deslizándose en un eje vertical y otro horizontal permiten relocalizar el centro de gravedad del sistema en el fulcro, liberándolo así de la presencia de un momento residual.

Para conocer la precisión de este segundo método de Andrade-Chalmers, colocaron en el alambre D un peso constante y en el alambre W pesos mayores, midiendo el ángulo de inclinación de la viga en el equilibrio. Con esos datos, se calcularon, primero la relación entre la fuerza con la viga inclinada y la fuerza inicial dada con la viga horizontal, y después, la reducción de la sección transversal en el alambre estirado que correspondería al giro determinado de la leva. Correlacionando las dos variables anteriores se estimó el valor del esfuerzo, encontrándose

variaciones de menos del 1% para un estiramiento teórico del alambre de hasta el 30% de su longitud inicial (27).

Desde 1932 a la fecha, se han diseñado muchas variantes de estas máquinas que proporcionen esfuerzo constante (21,26,29). El grupo de metalurgia de el Instituto de Física de la UNAM (IFUNAM) diseñó y construyó una máquina de éstas para el Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE). Este tipo de máquina es similar a una diseñada en la Universidad de Stanford por W.A. Coghlan (21) en 1969.

IV.2 ECUACION QUE RIGE EL COMPORTAMIENTO DE LA LEVA ANDRADE-CHALMERS.

Las levas de este tipo se diseñan para la deformación de probetas de longitud inicial conocida L_0 , proporcionándole un esfuerzo constante $\sigma = \frac{F}{A}$ producida por la acción de un brazo de palanca de longitud variable, el cual debe compensar automáticamente el efecto del cambio de sección transversal de la probeta que se produce como consecuencia de su deformación.

A pesar de conocer el funcionamiento de tales levas, en ningún libro o revista se encontraban las expresiones matemáticas o analíticas que describieran su comportamiento. Por este motivo el Físico Alejandro Mendoza A, investigador del IFUNAM se dio a la tarea de desarrollar y deducir las ecuaciones necesarias que rigen el comportamiento de la leva. Esto fue reportado en un artículo de la Revista Mexicana de Física en 1994 (21), en ella se establece que el funcionamiento de la leva depende de la acción de la gravedad a través del peso W que cuelga de un fleje, que a su vez se adapta perfectamente al perfil de la leva y lo abandona en un punto como una tangente vertical, tal como se puede observar en la Fig. IV.3. Al otro lado del fulcro de la palanca, que configura a la leva de Andrade-Chalmers, está

maquinado un cilindro de radio R al cual se adapta otro fleje, que lo abandona tangencialmente y transmite la fuerza amplificada F a la probeta.

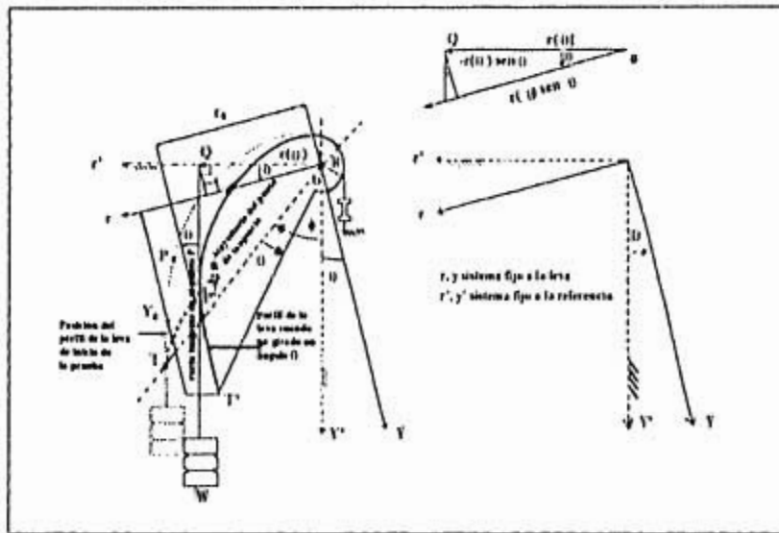


Figura IV.3 Leva del tipo Andrade-Chalmers: θ es el ángulo de rotación de la leva, W es el peso que genera la fuerza aplicada a la probeta, ϕ es al ángulo que hace el eje de referencia con la vertical, (y, r) sistema de coordenadas fijo a la leva (y', r') sistema de coordenadas fijo a la referencia. Al girar la leva un ángulo θ el punto P se traslada a P', donde es punto de tangencia vertical, y el punto T que era punto de tangencia vertical, se traslada a T'.

Extraída de la "Revista Mexicana de Física" Instituto de Física UNAM

La ganancia variable de la leva $G(\theta)$, para un ángulo de giro θ , está dada por el cociente.

$$G(\theta) = \frac{F}{W} = \frac{r(\theta)}{12} \dots \dots (IV.2)$$

La ganancia, o ventaja mecánica llamada así por algunos autores, se define como la relación entre la magnitud del par de entrada y el par de salida. (34,35) y es un parámetro adimensional.

Nota aclaratoria

"Al referir este concepto a la leva, se obtendrá de la siguiente manera de acuerdo con la Fig. IV.4

T_e = Par de entrada

T_s = Par de salida

$T_e = T_s$

o $W = RF$

$\frac{r_o}{R} = \frac{F}{W}$

$\therefore G = \frac{F}{W} = \frac{r_o}{R}$

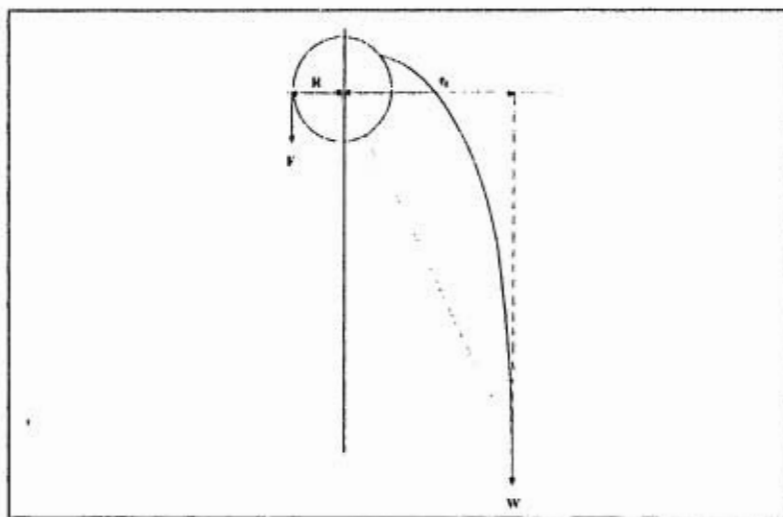


Figura IV.4

De la ecuación IV.2, θ es el ángulo que ha girado la leva desde su posición inicial en la cual el brazo de palanca era $r(0) = r(0) = r_0$ hasta su posición final $r(\theta)$ (21) véase la Fig. IV.3

El valor constante del esfuerzo aplicado σ por dicha máquina puede expresarse como

$$\sigma = \frac{F(\theta)}{A(\theta)} = \frac{WG(\theta)}{A(\theta)} = \text{cte} \dots \dots \text{IV.3}$$

Donde $F(\theta)$ es la fuerza que actúa sobre la muestra cuando el brazo de palanca variable ha girado un ángulo θ y la longitud de la probeta ha aumentado en un $\Delta L(\theta) = R(\theta)$.

Por lo tanto la muestra ha disminuido su área transversal hasta alcanzar un valor $A(\theta)$

Es decir $V(\theta) = V_0 = \text{cte} \dots \dots \text{IV.4}$

Se tienen que $A(\theta)L(\theta) = A_0 L_0 \dots \dots \text{IV.4'}$

De donde $A(\theta) = \frac{A_0 L_0}{L(\theta)} \dots \dots \text{IV.4''}$

En donde $L(\theta) = L_0 + R\theta \dots \dots \text{IV.4'''}$ es la longitud de la probeta después de haber girado la leva un ángulo θ , y A_0 es el área inicial de la sección de la probeta y L_0 la longitud inicial para $\theta = 0$

De las ecuaciones IV.2

Se tiene $FR = r(\theta) W \dots \dots \text{IV.2'}$

y de IV.3 $F = \sigma A(\theta) \dots \dots \text{IV.3'}$

Sustituyendo IV.3' en IV.2'

$$\sigma \Lambda(0) R = r(0) W \dots\dots\dots IV.5$$

sustituyendo IV.4'' en IV.5

$$\frac{\sigma A_0 L_0 R}{L(0)} = r(0) W \Rightarrow \frac{\sigma A_0 R L_0}{W} = r(0) L(0)$$

entonces a r_0 le corresponde el valor $\frac{\sigma A_0 R}{W} \dots\dots\dots IV.6$

Reordenando queda

$$L(0) r(0) = r_0 L_0 \dots\dots\dots IV.7$$

Despejando $r(0)$ queda

$$r(0) = \frac{r_0 L_0}{L(0)} \dots\dots IV.8$$

Sust. IV.4''' en IV.8

$$r(0) = \frac{r_0 L_0}{L_0 + R\theta}; \text{ si dividimos } \div L_0$$

$$r(0) = \frac{r_0}{1 + \frac{R}{L_0} \theta} \dots\dots\dots IV.9. *$$

La ec IV.11 describe la proyección horizontal $r(0)$ del punto de tangencia del fleje, con la parte de la leva que configura al brazo de palanca variable en términos del ángulo θ como se puede observar en la Fig. IV.3. Como el valor $r(0)$ solo impone condiciones en la proyección horizontal del perfil de la leva, existen muchos contornos con diversas formas, con los mismos parámetros de diseño: r_0 , L_0 y R que satisfacen esos requisitos. Sin embargo, la condición impuesta al fleje del que pende el peso W , para que abandone el contacto de la leva en forma de una recta tangente vertical, entonces el perfil de la leva queda unívocamente determinado. Así en la

Fig. IV.3, las coordenadas (r_0, y_0) del punto de tangencia del fleje con la leva, en la posición de inicio de la prueba para una probeta con longitud inicial l_0 son tales que:

$$\cot \phi = \frac{y_0}{r_0} \dots \dots \dots \text{IV.10}$$

IV.3 METODOS DE GENERACION DEL PERFIL.

Como se puede observar, con la obtención de la ecuación IV.11, se pueden obtener los valores de $r(\theta)$, sin embargo, los valores de Y_0 faltarían, es por esto que se desarrollaron otras expresiones para la obtención del perfil, por medio de dos métodos analíticos y uno gráfico.

IV. 3.1. PRIMER METODO ANALITICO

Este método (21) tiene la finalidad de obtener las ecuaciones necesarias para poder generar el perfil de la leva.

Para obtener la ecuación del perfil de la leva activada por un peso que pende de un fleje que abandona a ésta en forma de una recta tangente vertical, es necesario encontrar las ecuaciones de las rectas tangentes al contorno de la leva. Como muestra la Fig. IV.3, la pendiente de la recta tangente a la leva en el punto P es:

$$m = \tan \theta = \frac{dr}{dy} \dots \dots \dots \text{IV.11}$$

Nota aclaratoria.

"Para demostrar que la igualdad de la ecuación IV.11 se cumple, considérese la Fig. IV.5.

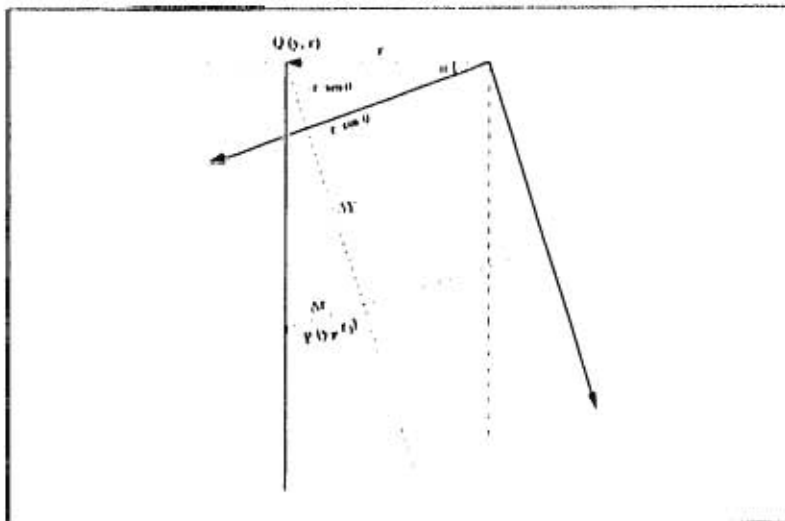


Figura IV.5

Si se hace un cambio en las variables del sistema cartesiano (X, Y) por (r, θ) , se tiene lo siguiente:

Coordenadas del punto Q y P en la figura son:

$$x_1 \quad y_1$$

$$Q (-r \sin \theta, r \cos \theta)$$

$$x_2 \quad y_2$$

$$P (-r \sin(\theta + \Delta \theta), r \cos(\theta + \Delta \theta))$$

Ahora, por definición, la pendiente de la recta es

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}, \text{ sustituyendo las coordenadas de Q y P respectivamente, se obtiene que:}$$

$$m = \frac{r \cos \theta + \Delta r - r \cos \theta}{-r \sin \theta + \Delta y - (-r \sin \theta)} = \frac{\Delta r}{\Delta y}$$

Posteriormente, tomando en cuenta la definición de la derivada se llega a lo siguiente:

$$m = \tan \theta = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{\Delta r}{\Delta y} = \frac{dr}{dy}$$

por lo tanto

$$m = \tan \theta = \frac{dr}{dy}$$

Y como las coordenadas del punto $Q(y, r)$ son:

$Q(r(0) \sin \theta, r(0) \cos \theta)$, la ecuación de la recta tangente es:

$$r - r(0) \cos \theta = m [y - (-r(0) \sin \theta)] \dots \dots \dots A-1$$

Donde $r(0)$ es la longitud del brazo de palanca variable obtenido (ec.IV.11).

Si sustituimos el valor de $m = \tan \theta = \frac{\sin \theta}{\cos \theta}$ en A-1 se tiene

$$\begin{aligned} r - r(0) \cos \theta &= \frac{\sin \theta}{\cos \theta} [y - (-r(0) \sin \theta)] \\ \cos \theta (r - r(0) \cos \theta) &= y \sin \theta + r(0) \sin^2 \theta \\ r \cos \theta - r(0) \cos^2 \theta &= y \sin \theta + r(0) \sin^2 \theta \\ r \cos \theta - y \sin \theta &= r(0) (\sin^2 \theta + \cos^2 \theta) \end{aligned}$$

como $\sin^2 \theta + \cos^2 \theta = 1$ queda

$$r \cos \theta - y \sin \theta = r(0)$$

$r(0) = r \cos \theta - y \sin \theta \dots \dots (1)$, derivado esta expresión respecto a θ , se obtienen

la segunda condición.

$$\frac{dr(0)}{d\theta} = -r \sin \theta - y \cos \theta \dots \dots (2)$$

Teniendo el sistema de ecuación (1) y (2), se aplica la regla de Kramer y se tiene que

$$\begin{vmatrix} r(\theta) \\ \frac{dr(\theta)}{d\theta} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ -\sin\theta & -\cos\theta \end{vmatrix}$$

$$\Delta = \begin{vmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{vmatrix} = \cos\theta \cdot \cos\theta - \sin\theta \cdot \sin\theta$$

$$= \cos^2\theta - \sin^2\theta = -1$$

$$\Delta_1 = \frac{\begin{vmatrix} r(\theta) & -\sin\theta \\ \frac{dr(\theta)}{d\theta} & -\cos\theta \end{vmatrix}}{-1} = \frac{-r(\theta)\cos\theta - \left(-\frac{dr(\theta)}{d\theta}\sin\theta\right)}{-1}$$

$$\Delta_1 = r(\theta)\cos\theta - \frac{dr(\theta)}{d\theta}\sin\theta$$

$$\Delta_2 = \frac{\begin{vmatrix} \cos\theta & r(\theta) \\ -\sin\theta & \frac{dr(\theta)}{d\theta} \end{vmatrix}}{-1} = \frac{\frac{dr(\theta)}{d\theta}\cos\theta + r(\theta)\sin\theta}{-1}$$

$$\Delta_2 = -\frac{dr(\theta)}{d\theta}\cos\theta - r(\theta)\sin\theta$$

∴ el resultado es

$$r = r(\theta)\cos\theta - \frac{dr(\theta)}{d\theta}\sin\theta \quad \dots\dots\dots \text{IV.12}$$

$$y = -\frac{dr(\theta)}{d\theta}\cos\theta - r(\theta)\sin\theta \quad \dots\dots\dots \text{IV.13}$$

Con estas ecuaciones paramétricas, se puede calcular el contorno de una leva que en general funcionará por el mecanismo de desenrollar un fleje que abandona el contacto con la leva en forma de una tangente vertical.

Aplicando condiciones iniciales a r e y , es decir que $\theta = 0^\circ$

$$r = r(0) \cos \theta - \frac{dr(0)}{d\theta} \sin \theta \quad \text{en } \theta = 0, r = r(0) = r_0$$

$$y = -\frac{dr(0)}{d\theta} \cos \theta - r(0) \sin \theta \quad \text{en } \theta = 0, y = \left(-\frac{R}{L_0} \right) \left(\frac{r_0}{1 + \frac{R}{L_0} \theta} \right) \Big|_{\theta=0}$$

$$y = -\frac{R r_0}{L_0} \dots \dots \dots \Lambda - 3$$

y si sustituyendo $\Lambda - 3$ en (V.11)

$$\cot \phi = \frac{y_0}{r_0} = -\frac{\frac{R r_0}{L_0}}{r_0} = -\frac{R}{L_0}$$

$$\therefore \cot \phi = \frac{y_0}{r_0} = -\frac{R}{L_0} \dots \dots \dots \text{IV.14}$$

IV.3.2 SEGUNDO METODO ANALITICO

Este procedimiento (29) parte de los conceptos básicos al igual que el anterior, es decir.

$$\sigma = \frac{P}{A} = \text{cte}$$

$$V = \text{cte}$$

$$\therefore V = V_0 \Rightarrow \Delta L = \Lambda_0 - L_0$$

y del concepto de ventaja mecánica $v = \frac{r}{R} = \frac{P}{W}$, se obtiene:

$$rL = \frac{\sigma R \Lambda_0 L_0}{W}; \text{ haciendo } \frac{\sigma R \Lambda_0}{W} = r_0 = \text{cte}$$

$$\text{queda } rL = r_0 L_0 \dots \dots \dots (\Lambda)$$

Una elongación ΔL de la probeta es $\Delta L = R\theta$ donde $\Delta L = L - L_0$, entonces

$$L = L_0 + R\theta \dots \dots \dots (\text{B})$$

$$\text{De (A) } r = \frac{r_0 L_0}{L} = \frac{r_0 L_0}{L_0 + R\theta}$$

$$r = \frac{r_0 L_0}{L_0 + R\theta} \dots\dots\dots (C)$$

Para obtener las ecuaciones paramétricas, se necesita considerar la fig. IV.6, en la cual se muestra las variables que intervienen en el sistema.

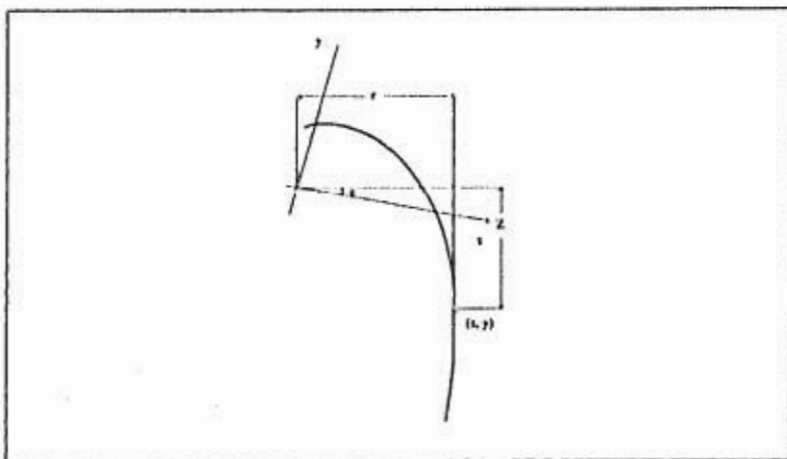


Fig. IV.6 Gráfica del brazo de palanca variable de la leva.

De la anterior figura, puede establecer que

$$X = r \cos\theta + Z \sin\theta \dots\dots\dots (D)$$

$$Y = r \sin\theta - Z \cos\theta \dots\dots\dots (E)$$

Nota aclaratoria:

"Para la obtención de las ecuaciones D y F necesariamente se tienen que realizar varios trazos sobre la Fig. V.5, de tal forma que se puedan apreciar cada una de las componentes de dichas ecuaciones. Véase la Fig. IV.6"

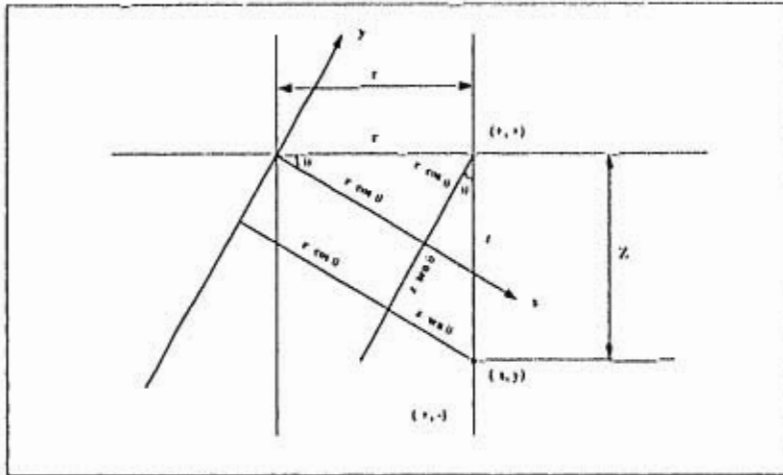


Figura IV.6'

$$X = r \cos \theta + Z \sin \theta$$

$$Y = r \sin \theta - Z \cos \theta$$

A un pequeño giro $\Delta \theta$ corresponde un cambio en r dado por

$$\Delta r = -Z \Delta \theta \dots \dots \dots (F)$$

El signo menos indica que al elongarse la muestra debe reducirse el brazo de palanca variable r ". Utilizando las ecuaciones C y F, resulta:

$$Z = r \left(\frac{1}{0 + \frac{L_p}{R}} \right) \dots \dots \dots (G) "$$

Nota Aclaratoria:

"Desarrollo algebraico para la obtención de la ec (G)".

Partiendo de las ecuaciones C y G se tiene:

$$r = \frac{r_0 L_0}{L_0 + R0} \dots\dots(C)$$

$$\Delta r = -Z\Delta\theta \dots\dots(G)$$

Dividiendo la ec entre R se obtiene

$$\frac{r}{R} = \frac{\frac{r_0 L_0}{R}}{\frac{L_0}{R} + \frac{R0}{R}} = \frac{r}{R} = \frac{VL_0}{\theta + \frac{L_0}{R}} \text{ recordando que } V = \frac{r_0}{R}$$

entonces

$$\frac{r(\theta + \frac{L_0}{R})}{R} = VL_0 \text{ o bien } \frac{r(\theta + \frac{L_0}{R})}{R} = \frac{r_0 L_0}{R} \text{-----(II)}$$

Ahora de la misma ecuación (C)

$$rL_0 + rR0 = r_0 L_0 \dots\dots(I)$$

Por lo tanto, igualando (I) con (II) resulta:

$$rL_0 + rR0 = r_0 L_0 = r \left(\theta + \frac{L_0}{R} \right)$$

$$(r - r_0)L_0 = -rR0 = r \left(\theta + \frac{L_0}{R} \right)$$

$$\Delta r L_0 = -rR0 = r \left(\theta + \frac{L_0}{R} \right)$$

$$\Delta r = -\frac{rR0}{L_0} = r \left(\theta + \frac{L_0}{R} \right) \dots\dots(J)$$

Sustituyendo en valor de Δr en (J)

$$-Z\Delta\theta = -\frac{rR\dot{\theta}}{L_0} = r\left(\dot{\theta} + \frac{L_0}{R}\right)$$

$$-Z(\dot{\theta} - \dot{\theta}_0) = -\frac{rR\dot{\theta}}{L_0} = r\left(\dot{\theta} + \frac{L_0}{R}\right)$$

Como $\dot{\theta}_0 = 0$ se tiene

$$rZ\dot{\theta} = r\frac{rR\dot{\theta}}{L_0} = r\left(\dot{\theta} + \frac{L_0}{R}\right)$$

$$Z = \frac{rR}{L_0} = r\left(\dot{\theta} + \frac{L_0}{R}\right)$$

$$Z = r\left(\dot{\theta} + \frac{L_0}{R}\right)$$

Sustituyendo las ees r y Z en D y E se obtienen las ecuaciones paramétricas de x e y

$$x = \frac{vL_0}{\dot{\theta} + L_0/R} \left\{ \cos\theta + \frac{1}{\dot{\theta} + L_0/R} \sin\theta \right\} \dots (K)$$

$$y = \frac{vL_0}{\dot{\theta} + L_0/R} \left\{ \sin\theta + \frac{1}{\dot{\theta} + L_0/R} \cos\theta \right\} \dots (L)$$

Donde v = ventaja mecánica, la cual ya hemos hablado; y se define como:
 $v = r_0/R$

Con las ecuaciones (K) e (L), se puede calcular, el perfil del brazo de palanca variable r, estableciendo previamente los valores del brazo de palanca constante R, el de la ventaja mecánica y la longitud inicial de la probeta L_0 .

IV.3.3 METODO GRAFICO

Llamado también método de las tangentes (39). Para utilizar este procedimiento, es necesario apoyarse de la ecuación que rige a la leva de Andrade-Chalmers, es V.11, esto significa, que es necesario calcular previamente el valor de $r(\theta)$ para cada valor correspondiente de θ ; pero con los valores previamente establecidos del radio constante R , del brazo de palanca r_0 y la longitud inicial de la muestra. Una vez contando con todos los datos, el procedimiento es como sigue:

- a) Definir el sistema de ejes cartesianos (r, y) Fig. IV.7
- b) El origen del sistema deberá coincidir con el centro del círculo de radio constante ($R = \text{cte}$) que corresponde al centro de rotación de la leva.
- c) Determinar r_0 en el sistema coordenado coincidiendo con el eje horizontal r .
- d) Calcular el valor de $r_0 + \Delta r$ con la ecuación IV.11
- e) Trazar $r_0 + \Delta r$ con un ángulo $\theta_0 + \Delta \theta$ por abajo de $\theta_0 = 0^\circ$ como se muestra en la Fig. IV.7
- f) Trazar las tangentes a las circunferencias cuyos radios son r_0 y $r_0 + \Delta r$, que sean perpendiculares a estos. Dichas rectas tangentes se prolongan hasta que se crucen entre sí, dando con esto un primer punto de la curva del perfil de la leva (Nota: no es el punto inicial, éste no está determinado por el método en descripción)
- g) Trazar r_1 por arriba de θ_1 .
- h) Trazar la recta tangente a la circunferencia de radio r_1 y que sea perpendicular a éste, además se debe prolongar hasta que se cruce con la tangente de r_0 , dando con esto un punto más a la curva.

- i) Trazar la tangente de r_2 y cruzarla con la tangente de r_1 y así sucesivamente, hasta obtener todos los puntos de la curva que corresponden al perfil de la leva. Cuanto mayor sea el número de puntos, mayor será la exactitud del perfil y la indeterminación del punto inicial se hará muy pequeño, de manera que no se debe considerar.

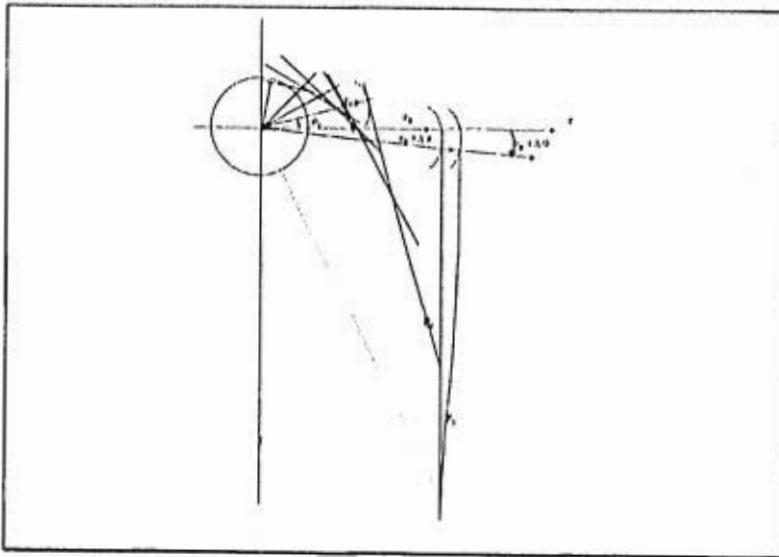


Figura IV.7

Para obtener una curva confiable, es necesario obtener 1000 puntos al menos, para esto se requiere el uso de una computadora que se encargue de generar el perfil, es importante resaltar que el uso de tal herramienta no solo es necesaria para este método, si no para los tres descritos.

CAPTULO V

DISEÑO DE UNA MAQUINA TIPO ANDRADE-CHALMERS

V.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACION

En el interior de una caldera en servicio existen condiciones especiales, que a través del tiempo pueden provocar fallas en su tubería. Excluyendo los errores de operación, los posibles factores pueden ser: corrosión, soldadura, defectos de fabricación, cambios microestructurales y descarburation por mencionar algunos (30). Sin embargo, se encontró en los registros del Departamento de Evaluación y Análisis de Falla del Instituto Mexicano del Petróleo, varios casos en que el sobrecalentamiento es una de las más frecuentes que se presentaron en el transcurso de algunos años, de ahí surge el interés práctico de su estudio.

Es conveniente aclarar, que el término sobrecalentamiento se refiere a los efectos negativos, provocados por la exposición del material a temperaturas comprendidas dentro de un intervalo que se encuentra muy por abajo de las que se consideran metalúrgicamente para estructuras sobrecalentadas, por lo que al hacer mención de este concepto se indica que se ha rebasado la temperatura a la cual el material de los tubos tienen su óptimo desempeño (TOD), en las condiciones de servicio que requieren las calderas. Las temperaturas máximas que algunos autores recomiendan para los diferentes aceros para tubería de calderas se dan en la tabla V.1

ACERO PARA TUBERIA DE CALDERAS

TABLA V.1

Acero	Temperatura de óptimo desempeño (TOD) °C
Bajo carbono	425
0.5 Molibdeno	450
0.5 Cromo-0.5 Molibdeno	500
0.5 Molibdeno-0.25 Vanadio	500
1.0 Cromo-0.5 Molibdeno	540
1.25 Cromo-0.5 Molibdeno-0.75 Silicio	570
2.25 Cromo-1.0 Molibdeno	590
3.0 Cromo-0.9 Molibdeno	600
9.0 Cromo-1.0 Molibdeno	650
18.0 Cromo-10.0 Niquel-0.4 Titanio	725

Tomado de la revista del Instituto Mexicano del Petróleo, No. 255 Vol. V No. 1 año 1973, A. Acoltzi C.

Los factores que actúan sobre los tubos de las calderas para provocar la falla por sobrecalentamiento son: temperatura, presión y tiempo que permanecen bajo esas condiciones. La conjunción de estos tres se refleja directamente sobre la termofluencia (creep) del material; pero además afectan a la estructura metalográfica. Por lo tanto para este caso, el estudio de la falla por termofluencia equivale al mecanismo de falla por sobrecalentamiento (36).

En el estudio realizado por el Instituto Mexicano del Petróleo, se encontró que el caso más común de fallas en calderas, es debido al mecanismo de termofluencia acelerada provocada por la oxidación de la superficie interna de las zonas de transferencia de calor. Este mecanismo provoca incremento gradual de temperatura y esfuerzo, aún cuando se esté operando bajo las condiciones específicas de diseño.

La tubería de exposición directa al fuego se encuentra en el medio ambiente más severo. En este caso se encuentran los generadores de vapor, los supercalentadores y recalentadores. La vida media que se espera en estos componentes es de 15 años o más. Sin embargo, algunos solo duran la mitad y en ocasiones mucho menos.

Como ya se dijo las fallas de los generadores de vapor, generalmente son causadas por un sobrecalentamiento rápido a temperaturas de aproximadamente 760 °C, ocasionado por el mecanismo de termofluencia acelerada por capa de óxido. No sucede así con fallas a temperaturas bajas y tiempos largos, como ocurre generalmente con los recalentadores y principalmente los supercalentadores, donde se desarrolla el mecanismo propuesto de termofluencia. En este mecanismo hay aspectos que no se han aclarado completamente, por lo que se requiere de un estudio más profundo que determine las condiciones que impidan la formación excesiva de una capa de óxidos en la superficie interna, ya que éstos reducen el tiempo de servicio de la tubería por oxidación y corrosión, disminución del espesor de pared, incremento continuo de temperatura y esfuerzo, degradación microestructural y finalmente la falla por fractura (37).

Por otro lado la C.F.E. se ha dado a la tarea de desarrollar desde hace algún tiempo, un método confiable para determinar la vida residual o remanente del acero austenítico utilizado en tubería de sus generadores de vapor. El término de vida residual es aplicado al incremento del período de servicio, propuesto originalmente por el código ASME (American Society of Mechanical Engineer) para los diseños de tuberías que cumplen con sus especificaciones y un uso establecido de 100 000

horas (casi 11 años y medio). Este alargamiento se justifica debido a que el valor del tiempo de servicio garantizado es bastante conservador, pues incluye un factor de seguridad muy amplio, aún considerando que no toma en cuenta el tiempo de corrosión, que puede estar desarrollando en el material dependiendo del medio químico presente o del calentamiento de diversas zonas de la tubería (38). A este respecto, el IIE tiene un proyecto a futuro para simular las condiciones de corrosión (39). La vida residual es un factor a que se refiere con bastante frecuencia para intentar prolongar el tiempo de uso de diversas centrales termoeléctricas, en todo el mundo (se pretende un ahorro económico muy importante) y es por lo tanto un campo de investigación de sumo interés. Para su estimación, la C.F.E. había solicitado los servicios de compañías privadas que según métodos metalográficos de campo, sólo en material nuevo, sin considerar las condiciones de trabajo de las calderas nacionales. Es por lo mencionado al principio que se buscó una alternativa, por lo cual, se consideró la realización de pruebas de termofluencia aceleradas, éstas consisten en alterar algunos factores que intervienen en el fenómeno y que, como su nombre lo indica, el proceso ocurra más rápidamente que en condiciones normales de operación. Por lo tanto, se sugieren pruebas de termofluencia acelerada a esfuerzo constante, porque son las que mejor asemejan, las condiciones de operación dentro de un generador de vapor, donde existen en gran medida valores constante de presión y temperatura. Estas pruebas están enfocadas principalmente a aceros inoxidable austeníticos como 9 Cr 1Mo y 316 H con los que generalmente se fabrican tuberías de los recalentadores y sobrecalentadores de los generadores de vapor (38); éstos son sometidos a condiciones más extremas de presión y temperatura (en estas zonas la temperatura promedio es de 540 °C y la presión varía de 3.7 a 17.1 MPa). Sin embargo, la utilidad de estas pruebas como referencia para calcular la vida residual de componentes en los generadores, depende principalmente de dos factores:

- a) El primer factor se refiere a la forma en que son diseñadas las pruebas, por ejemplo, se ha reportado que para aceros de baja aleación el proceso de termofluencia que se lleva a cabo en servicio debe ser acelerado, elevando el valor de la temperatura y conservando el esfuerzo de operación. Esto se debe a que para este material, la termofluencia es activada térmicamente, por los cambios en su microestructura, que no tendría tiempo de darse en pruebas en que se aumentara el valor del esfuerzo y se usara la temperatura de servicio. Contrariamente, en los aceros austeníticos pueden usarse ambas formas de termofluencia acelerada para el diseño de pruebas.
- b) El segundo factor consiste en la interpretación de los resultados de las pruebas. A partir del tiempo de ruptura medido, existen varios parámetros para calcular la vida residual como son Manson-Haferd y Larson-Miller siendo el segundo el de más aplicación. (25,28)

Cabe señalar que al utilizar cualquier método de estimación de vida residual deben hacerse varias pruebas, bajo las mismas condiciones, en diferentes probetas. Esto es así, porque a lo largo de una vida siempre existen variaciones en el grado de corrosión, lo que repercute apreciablemente en el tiempo de ruptura de las probetas. De cualquier forma los errores en las mediciones de temperatura y esfuerzo, incrementan drásticamente la incertidumbre de las predicciones de vida residual por cualquier método elegido. El índice de error puede disminuirse aumentando el tiempo de prueba (lo que es impracticable al requerirse años de duración) o perfeccionando sus métodos de medición (38). Por tal motivo el Instituto de Física de la UNAM. (IFUNAM) se ha encargado de implementar y desarrollar métodos computarizados, para obtener lecturas de mayor exactitud en el esfuerzo, así como en la deformación. Desarrollando un proceso de medición, instrumentado mediante un LVDT (Transformador Diferencial Variable Lineal) y una celda de carga, para que mediante un mecanismo de simulación de la deformación de la

probeta, se obtengan datos de la magnitud del esfuerzo durante el tiempo en que se desarrolle la prueba. Para agilizar el proceso de adquisición de los datos, un convertidor analógico digital previamente, transformará las señales de voltaje en valores numéricos, para posteriormente por medio de una microcomputadora se proceda a su ajuste (21,38).

En virtud de lo anterior, y dada la importancia que tiene este tipo de ensayo, surge la idea de diseñar y construir el equipo para la realización de los ensayos a esfuerzo constante. Por ello se proponen las bases para el diseño y construcción de una máquina tipo Andrade Chalmers para un determinado material y dimensiones específicas de la probeta (según las norma ASTM (22), JIS (23) o de acuerdo a las necesidades de cada investigador).

V.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Ya hemos hablado de dos de ellas en la sección III.1.4 y IV.1, sin embargo, existe una más, construida por J. Fuentes Maya y otros; pero además se propone una cuarta máquina para tal finalidad. De todas éstas, se analizarán las ventajas y desventajas a continuación.

V.2.1. MAQUINA DE ANDRADE Y CHALMERS

Como puede apreciarse en la Fig. IV.2, este sistema está compuesto de dos perfiles fabricados por separado, el primero corresponde al radio de longitud variable, y el segundo de radio constante, ambos unidos, mediante una viga. Dada esta particularidad, se presentan los siguientes inconvenientes:

- a) Se necesita la fabricación de los dos perfiles y la viga de unión.
- b) La cantidad de material necesario hace que se incremente el costo

- c) El ensamblado
- d) Se requiere mayor tiempo para su fabricación
- e) No se sabe en que se basaron Andrade y Chalmers para la colocación de los contrapesos
- f) El fulcro o cuña en que se encuentra apoyada la viga, no es el adecuado para grandes cargas, pues, tal elemento tiende a desgastarse o deformarse y con ello alterar su funcionamiento.

En este sistema, se pueden mencionar dos ventajas solamente, dado que no existe más información al respecto, estas son:

- g) El fulcro que sirve como centro de rotación de la viga, hace que exista una fricción muy mínima para su buen funcionamiento.
- h) Cualquier error cometido en las piezas durante su fabricación puede ser absorbido por el subensamble y lograr una mayor corrección posible.

V.2.2 MAQUINA DISEÑADA POR J. FUENTES MAYA (29)

Esta alternativa, aunque en apariencia es diferente, trabaja bajo el mismo principio, pues tal como aparece en la Fig. V.1, el perfil de la leva cuenta con una parte de radio de longitud variable y la otra circular donde r es constante.

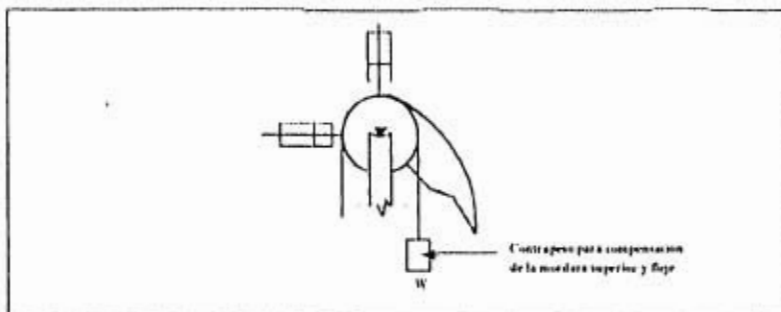


Figura V.1

Esta máquina es construida de una pieza, sin embargo, necesita un par de discos laterales que auxilian a la leva para el montaje de los contrapesos. En el diseño de la máquina de la Fig. V.1 puede apreciarse que se retoma el mismo criterio para la colocación de los contrapesos y el fulcro. Una vez descrito este sistema, pueden plantearse los inconvenientes que presenta:

- a) La deformación y/o desgaste en la cuña utilizada en el fulcro debido a grandes cargas.
- b) La colocación del contrapeso superior, para la posición indicada no produce momento que equilibre a la leva dado, que su resultado es cero por pasar por el origen o centro de momentos.
- c) El maquinado de los dos discos laterales que abrazan a la leva.
- d) El maquinado del eje, ya que en los extremos es triangular como se muestra en la figura, y circular en la parte central donde va colocada la leva.
- e) El maquinado, de seis contrapesos, cuatro de la leva y dos que cuelgan de los discos

De sus ventajas se puede decir que:

- f) Del maquinado de una sola pieza, se obtienen los dos perfiles y se evita el subensamble.
- g) Como la longitud de la leva es de 46 cm., su construcción requiere poco material, reduciéndose el costo considerablemente.
- h) Ocupa poco espacio

V.2.3 MAQUINA DISEÑADA POR A. MENDOZA ALLENDE (21)

Esta es muy similar a la presentada en la sección V.2.2, puesto que utiliza la misma leva y los contrapesos perpendiculares pero configurados de diferente manera. Además la cuña con que hacía girar es sustituido por cojinetes. Ver Fig. V.2

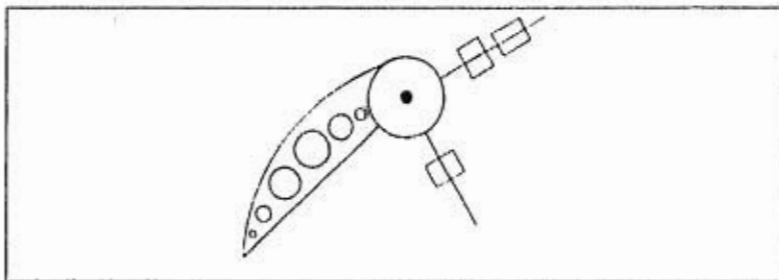


Figura V.2

La longitud de esta leva es 1.133 mts, pero dadas las dimensiones se le maquinaron perforaciones de diferente tamaño con la finalidad de disminuir su peso. Véase la Fig. V.2. Con este tamaño se tiene la posibilidad de soportar mayor carga.

Dentro de las desventajas que muestra esta máquina se encuentran las siguientes:

- 1) Se continúa considerando el criterio aplicado por Andrade en su máquina para la colocación de los contrapesos (perpendiculares)
- 2) Corresponde al c) de la sección V.2.2.
- 3) El costo es mayor dadas sus dimensiones.

Y sus ventajas son:

- d) La sustitución de la cuña del fulero por baleros
- e) Se puede aplicar mayor esfuerzo a las probetas.

V.2.4. OTRAS MAQUINAS PROPUESTAS

Este trabajo propone dos opciones más, éstas consisten en variar la colocación del sistema de contrapesos utilizado por Andrade y Chalmers, con la misma leva de la sección V.2.3. El motivo de esta variante es, lograr un adecuado balanceo estático de la máquina desde el inicio, y que se conserve en equilibrio, hasta finalizar el ensayo. Tal modificación puede apreciarse en la Fig. V.3 (a) y (b).

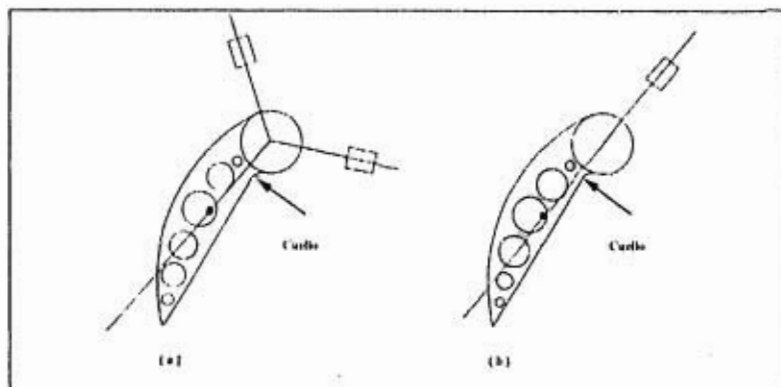


Figura V.3

De las propuestas en el inciso (a) y (b) de la figura en mención, se presenta la primera con dos contrapesos con un ángulo de 120 grados entre si y estos a su vez a 120° con respecto a la línea que pasa por el centroide, la segunda es mucho más sencilla pues posee sólo un contrapeso en forma colineal a la línea que pasa por su centro de gravedad. Más adelante, en la sección V.4.4 se explicaran minuciosamente todas sus características.

Las desventajas de la Figura V.3 (ii) son:

a) Los incisos b) y c) de la sección V.2.3

Y sus desventajas son:

b) Las mismas que presenta la máquina de la sección V.2.3

c) Eliminación de material en la leva para la disminución de su peso, por medio del maquinado de un cuello de radio $R = r$ en la parte interior de la circunferencia.

d) Su balanceo está definido en la sección V.4.5

Para la Fig. V.3 (b) sus desventajas son:

e) Los mismos el inciso a)

y sus ventajas son:

f) Corresponde al inciso b)

g) Corresponde inciso c)

h) Corresponde al d)

V.3 PROPUESTA DE DISEÑO

En este rubro se presenta la selección de una de las cinco alternativas expuestas con anterioridad (sección V.2)

El sistema que se muestra en el inciso (b) de la Fig. V.3 se elige y se propone por las siguientes razones:

- 1) Por contar con un solo contrapeso, el proceso de balanceo es muy simple (véase la sección V.4.5)
- 2) Se ahorra el tiempo, costo y manufactura de un segundo contrapeso
- 3) A pesar de su sencillez, satisface el requisito de proporcionar esfuerzo constante sin producir momentos residuales.

Hasta el momento, a todas las alternativas, además de la elegida, se les ha dado el nombre de máquinas, pero es indispensable aclarar, que solo se han mostrado los mecanismos de tensión que proporcionan el esfuerzo constante a la probeta, siendo estos los elementos fundamentales de cada una, por tal motivo se les ha llamado de dicha forma. En realidad esta máquina debe contar con este componente además de otros elementos. Estos en conjunto, se muestran en la Figura V.4 la cual representa la máquina que se ha seleccionado y que se propone para su construcción.

- | | |
|---------------------------|---------------------------------------|
| 1. Bastidor | 8. Mordazas |
| 2. Leva | 9. Contrapesos de la mordaza superior |
| 3. Contrapeso de la leva | 10. Porta pesas |
| 4. Eje de giro de la leva | 11. Pesas de carga |
| 5. Cojinetes | 12. Probeta |
| 6. Opresor del fleje | 13. Horno |
| 7. Fleje | 14. Tornillos niveladores |

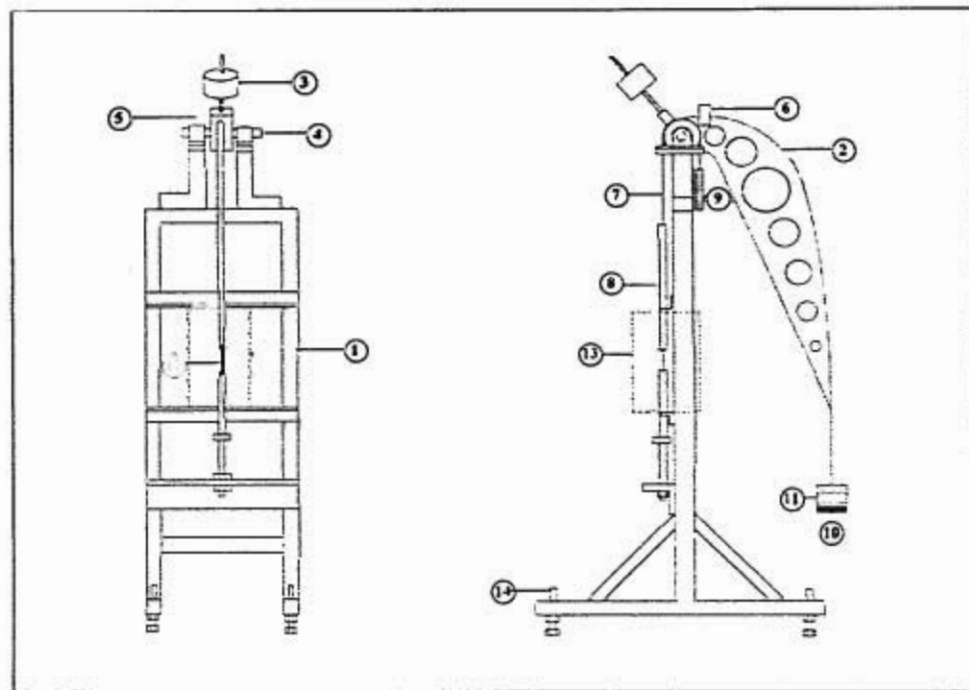


Fig. V.4 Máquina propuesta

V.4. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS COMPONENTES Y SELECCION DE LOS MATERIALES

En esta sección corresponde presentar cada uno de los componentes de la máquina, las características de estos se podrán observar en las figuras y dibujos de detalle, justificados con cálculos de acuerdo a la teoría de diseño, así como el tipo de material a utilizar.

Se pretende que la construcción del equipo sea lo más económico posible, sin dejar atrás su funcionalidad, aparte de considerar el factor estético.

Por último, se propone que su fabricación sea lo más sencilla posible y con materia prima que exista comercialmente para su fácil adquisición.

V.4.1 DESPIECE

Para facilitar este procedimiento, es conveniente dividir la máquina en tres sistemas o conjuntos, que son:

a) Sistema de tensión. Véase la Fig. V.5 que consta de:

1. Leva
2. Discos de la leva
3. Bloque cilíndrico
4. Tornillo portabloque
5. Puente
6. Opresor del fleje
7. Baleros

b) Sistema de sujección. Véase la Fig. V.6 que cuenta con:

1. Mordaza interior
2. Collarín de la mordaza interior
3. Mordaza superior
4. Fleje
5. Gancho y plato portapesas
6. Pesas de carga
7. Pasadores

c) Bastidor. Véase la Fig. V.7

1. Marco
2. Travesaños móviles
3. Tornillos niveladores

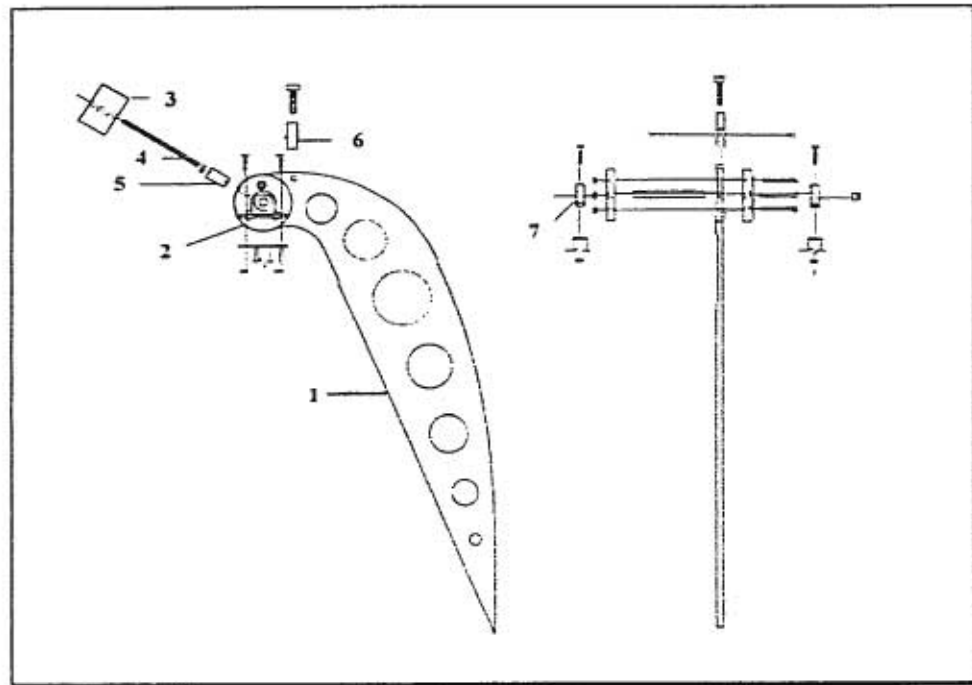


Fig. V.5 Sistema de tensión

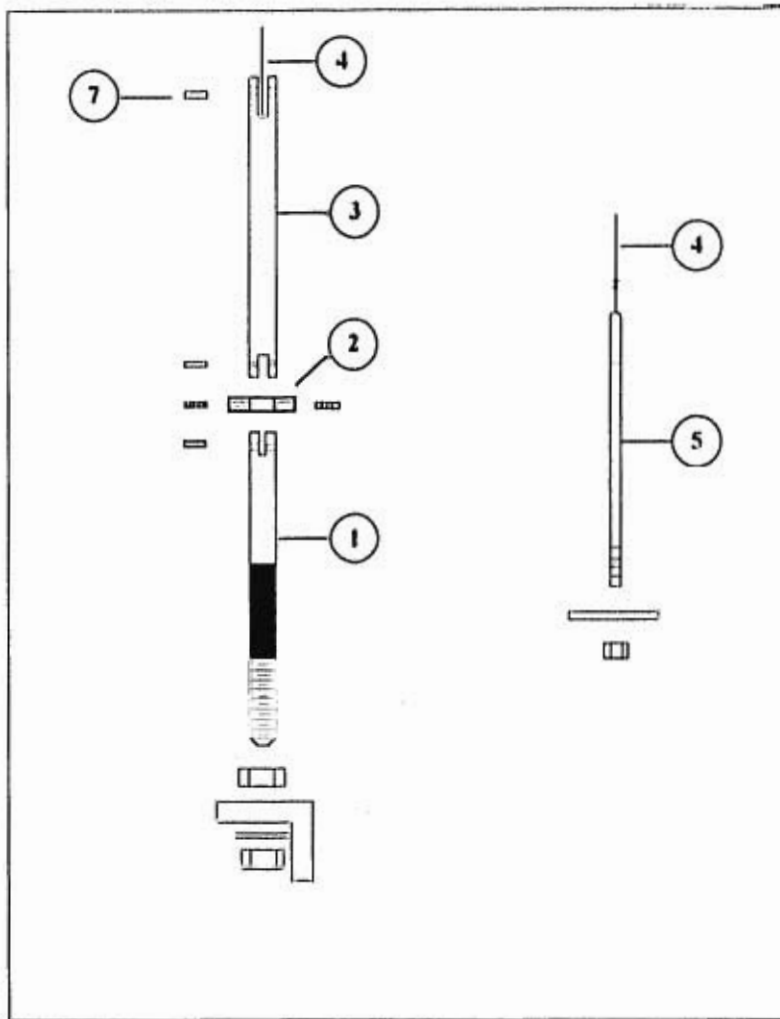


Figura V.6 Sistema de sujeción

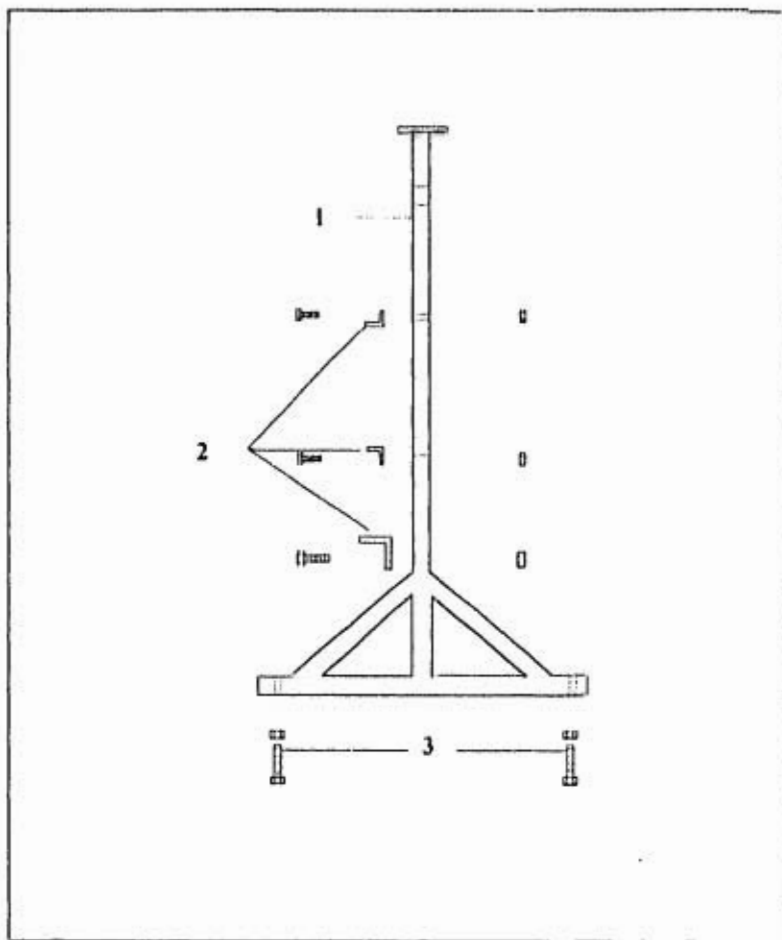


Figura V.7 Bastidor

V.4.2 BASTIDOR

El objetivo fundamental es diseñar este elemento, de tal forma, que funcione idénticamente al presentado en la sección III.1.1 pero con un perfil estructural distinto y con menores dimensiones ya que el mencionado anteriormente está sobredimensionado, lo cual hace que sea muy robusto y consecuentemente costoso, siendo innecesario.

Primeramente, es conveniente centrar la atención en el perfil superior (travesaño superior) donde se encuentran colocados la leva, sus apoyos y sus bases (Véase la fig. V.8) donde su diagrama de cuerpo libre es el siguiente:

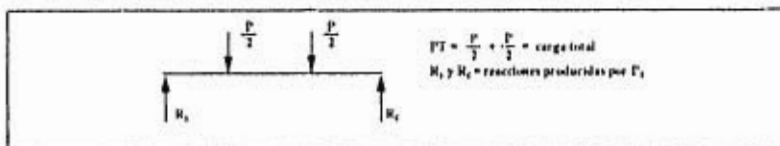


Figura V.8

Como puede apreciarse, su comportamiento es igual al de una viga simplemente apoyada.

Por lo anterior, es necesario recurrir a la teoría de diseño de vigas por resistencia para poder elegir el material y su sección transversal (5), una vez conocidos, el esfuerzo permisible, la carga transversal, que produce esfuerzos normales y cortantes, donde el primero varía linealmente con la distancia Y desde el eje neutro y se hace máximo en el punto más alejado del mismo ($Y = \pm C$) y como depende del momento flector M, su valor máximo ocurrirá en la sección donde el valor absoluto del momento flector $|M|$ es máximo,

$$\text{por lo tanto } \sigma_{\max} = \frac{|M|_{\max} C}{I} \dots\dots\dots V.1$$

Como el diseño de una viga está normalmente controlada por el valor absoluto máximo del momento flector $|M|_{\text{máx.}}$, el material, la forma y las dimensiones de la sección transversal de la viga, deben elegirse de tal manera que el valor σ_m obtenido esté por debajo del esfuerzo normal admisible σ_{adm} .

En el diseño, además de considerar los aspectos antes mencionados, debe conducirse al diseño más económico, esto significa que, entre vigas del mismo material, se preferirá aquella con el menor peso por unidad de longitud.

El diseño de una viga incluye los siguientes pasos:

1. Determinar el σ_{adm} del material seleccionado (5).
2. Dibujar los diagramas de fuerza cortante y momento flector para obtener el valor máximo de momento flector $|M|_{\text{máx.}}$ (5)
3. Calcular el módulo de sección Z necesario a partir de

$$Z_{\text{necesario}} = \frac{|M|_{\text{máx.}}}{\sigma_{adm}} \quad (52)$$

4. Calcular el valor del módulo de sección proporcionado.

$$Z_{\text{proporcionado}} = \frac{I}{C} \quad (52)$$

5. Igualar los valores $\frac{|M|_{\text{máx.}}}{\sigma_{adm}} = \frac{I}{C}$ y después obtener las dimensiones de la sección transversal que proporcionará el I/C necesario ó un valor ligeramente mayor, solo cuando la sección transversal de la viga es una área geométrica simple, tal como un círculo, un rectángulo, un cuadrado o un triángulo (52).

Al aplicar la teoría anterior al caso en estudio, es necesario contar con el peso de todos los elementos que descansan sobre la viga. Estos son los siguientes:

Peso de la leva con sus aditamentos	-	2766.42	N
Peso de las dos baleros	2 Kg	-	19.62 N
Peso de las dos L's	4 Kg	-	39.24 N
Peso de las dos placas	2 Kg	-	19.62 N
Peso del eje de la leva	1 Kg	-	9.81 N
Peso total P_T	-	<u>2854.71</u>	N

Una vez que se determinó el valor de P_T , se procede a dibujar su diagrama de cuerpo libre, el de fuerza cortante y el de momento flector como se muestra a continuación. Ver Fig. V.9

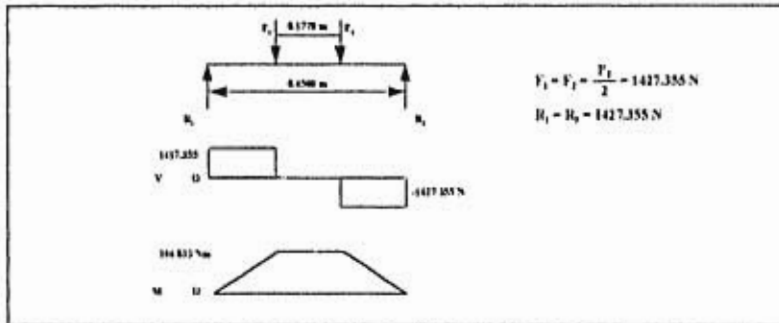


Figura V.9

de tablas (5) se obtiene que el esfuerzo último de fluencia $\sigma_y = 250\text{ MPa}$ y si el factor de seguridad $FS = 2$, entonces $\sigma_{adm} = 125\text{ MPa}$, por lo tanto:

$$Z_{\text{necesario}} = \frac{|M|}{\sigma_{adm}} = \frac{194.833 \text{ N} \cdot \text{m}}{125 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 1.5586 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

o bien 1.5586 cm^3

igualando $Z_{\text{necesario}}$ a $Z_{\text{proporcionado}}$

$$1.5586 \text{ cm}^3 = \frac{I}{C}$$

Como se desea que la sección transversal del perfil sea cuadrado, entonces

$I = \frac{1}{12} a^4$, donde $a =$ Lado, entonces la ecuación (V.1) se convierte en:

$$1.5586 \text{ cm}^3 = \frac{\frac{1}{12} a^4}{\frac{a}{2}}$$

$1.5586 \text{ cm}^3 = \frac{1}{6} a^3$, despejando a queda:

$$a = \sqrt[3]{6 \times 1.5586} = 2.1068 \text{ cm} \quad \therefore \quad A = 4.4388 \text{ cm}^2$$

Una vez determinado este valor, puede observarse que la sección transversal de la viga es muy pequeña, lo cual implica que un bastidor construido con este material quedaría muy delgado en comparación con el tamaño de la leva, por lo que a la vista resulta antiestético. Una forma de solucionar este detalle, es cambiar esta barra por otra tubular de sección transversal cuadrada pero que tenga la misma área calculada y su misma longitud y por ende el mismo peso, es decir



$$A_T = A_2 - A_1$$

Para facilitar el problema, se propone que el lado del Area dos exterior A_2 sea igual a 2 pulgadas o 5.08 cm de tal modo que:

$$A_T = A_2 - A_1$$

$$4.4388 = 25.8064 - A_1$$

$A_1 = 25.8064 - 4.4388 = 21.3676 \text{ cm}^2 \therefore l_1 = 4.6225$ de manera que el espesor de pared $t = \frac{L_2 - L_1}{2}$

$$t = \frac{5.08 - 4.6225}{2} = 0.228 \text{ cm} = 2.28 \text{ mm}$$

$$t < \frac{1}{8}'' = 3.175 \text{ mm}$$

entonces se elige un perfil tubular cuadrado de 2" de lado x $\frac{1}{8}$ " de espesor, ya que estas dimensiones se encuentran comercialmente en cualquier ferreteria.

Para saber si la elección hecha es confiable, se debe comprobar la condición de que $\sigma_m < \sigma_{adm}$

y para esto se calcula primeramente el valor de I del perfil de $\frac{1}{8}$ " de espesor y así obtener σ_m .

Si el lado exterior de la viga es 5.08 cm, entonces el lado interior es 4.445 cm, considerando el espesor ya seleccionado, entonces:

$$I = \frac{1}{12}(5.08)^4 - \frac{1}{12}(4.445)^4 = 55.4975 - 32.5316 = 22.9659 \text{ cm}^4$$

$$\text{o bien } 2.2965 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

utilizando este valor para calcular σ_m , se tiene:

$$\sigma_m = \frac{194.833 \times 0.0254}{2.2965 \times 10^{-7}} = 21.5422 \text{ MPa}$$

con esto se comprueba que

$$21.5482 \text{ MPa} < 125 \text{ MPa} \therefore \text{ es confiable.}$$

Hasta ahora, solo se han hecho los cálculos para la viga, sin embargo el bastidor cuenta con mas elementos como son los postes laterales, los cuales, para la elección de su sección transversal, es menester recurrir a la teoría de diseño de columnas (5), donde interesa conocer la estabilidad de la estructura, es decir, su capacidad para soportar las cargas aplicadas sin presentar un cambio súbito en su configuración. Por tratarse de elementos prismáticos verticales sujetos a cargas axiales, en algunas ocasiones, si la columna presenta pandeo una vez aplicada la carga, se dice que no estuvo correctamente diseñada.

El problema de la estabilidad está íntimamente relacionado con el concepto de carga crítica P_{cr} , que se define como $P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(L_e)^2} \dots \dots \dots V.2$

donde $L_e = L/2 =$ Longitud efectiva

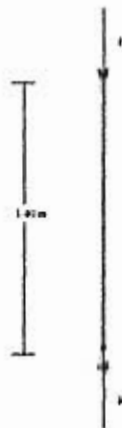
$E =$ Módulo de elasticidad

$I =$ Momento de inercia

A la ecuación V.2 se le conoce como la fórmula de Euler para columnas con extremos empotrados, que es el caso en estudio. Se dice que el sistema es estable cuando $P < P_{cr}$, siendo P la carga aplicada a la columna; y es inestable cuando $P > P_{cr}$ (5).

Si se aplican estos conceptos al diseño de las columnas del bastidor, entonces resulta lo siguiente:

D.C.I. de una columna del bastidor



Datos
 $P = 1427355 \text{ N}$
 $E = 210 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
 $m \cdot l = 250 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
 $F.S. = 2$

al sustituir estos valores en la ec. V.2 se obtiene:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{\left(\frac{l}{2}\right)^2} = \frac{\pi^2 \times 210 \times 10^9 \text{ N/m}^2}{(0.7 \text{ m})^2}$$

$$\text{Pero } \frac{P_{cr}}{P} = F.S. \text{ y como el } F.S. = 2$$

entonces $P_{cr} = P \times F.S. = 1427.355 \times 2 = 2854.71 \text{ N}$

$$\therefore I = \frac{P_{cr} \left(\frac{L}{2}\right)^2}{\pi E} \text{ de donde } I = \frac{(2854.71)(0.7)^2}{\pi \times 200 \times 10^9} = 2.2262 \times 10^9 \text{ m}^4$$

ahora, si el I es de una sección cuadrada su valor será igual a $\frac{1}{12} n^4$, al igualar, el valor calculado de momento de inercia con esta expresión, la nueva ecuación es:

$$2.2262 \times 10^9 \text{ m}^4 = \frac{1}{12} n^4$$

Por lo que $n^4 = 12 \times 2.2262 \times 10^9 \text{ m}^4$ y $n = 0.012 \text{ m}$ o bien 1.27 cm , por lo tanto su área será de 1.634 cm^2 . Como este valor es mucho menor que la sección transversal de la viga, se concluye que se puede utilizar el mismo tipo de perfil del elemento ya mencionado, es decir, tubular cuadrado de $2'' \times \frac{1}{8}$ de espesor, ya que su área de éste es $A_f = A_{\text{mayor}} - A_{\text{menor}} = (5.01)^2 - (4.445)^2 = 6.048 \text{ cm}^2$.

Para comprobar si el diseño es aceptable se tienen que cumplir dos condiciones y son:

a) $\sigma < \sigma_{adm}$ y

b) $P < P_{cr}$

$$\text{Primero } \sigma = \frac{P}{A} = \frac{1427.355}{6.0483 \times 10^{-4}} = 2.359 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

entonces

$$\sigma = 2.359 \times 10^6 \text{ N/m}^2 < \sigma_{adm} = 75.75 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\text{segundo } P = 1427.353 \text{ N} < 2854.71 \text{ N}$$

\therefore el sistema es estable

Para finalizar, puede establecerse que con este tipo de material se puede fabricar todo el bastidor.

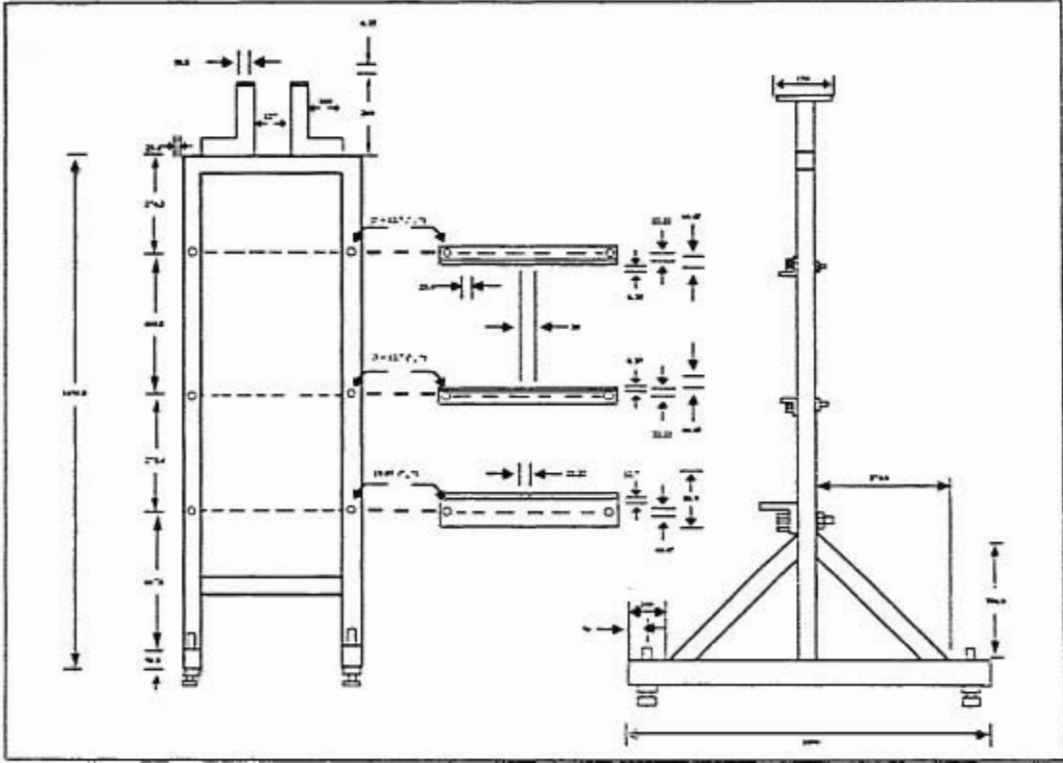


Figura V.10 BASTIDOR (Acot: mm)

La Fig. V.10 indican como debe construirse este elemento en su totalidad, así como las especificaciones necesarias.

V.4.3 LEVA

Para obtener dicho elemento, cuyo perfil proporcione esfuerzo constante, es necesario proponer los siguientes parámetros de diseño r_0 , R , G , L_0 (Ya definidos en el capítulo IV). Así como conocer que tamaño debe poseer, que tipo de material se ensayará y que sección transversal las probetas tendrán.

Para esto se requiere hacer una serie de cálculos que definirán la fuerza exterior o de entrada que se debe aplicar al material para que fluya. En el capítulo VI se presentará la ecuación V.3 que nos permitirá calcularla, para la cual se considera el peso de fleje y accesorios igual a 1 kg.

$$W = \frac{\Lambda \times T}{G} - \text{Peso del fleje y accesorios} \therefore W = \frac{\Lambda \times r}{G} - 1 \dots\dots\dots V.3$$

En la siguiente tabla V.2 se presentan los valores del límite de fluencia para diferentes materiales propuestos para la fabricación de probetas.

Material	Límite de Fluencia	
Aluminio	9.693	kg/mm ² (5)
Cobre	8.996	Kg/mm ² (4)
Acero estructural	25.51	kg/mm ² (5)
Acero para tuberías	30.1	kg/mm ² (28)

Tabla V.2

El área transversal de la probeta, representada por A se eligió de acuerdo a las normas JIS y ASTM (Sección II.13). Donde A se ajusta a 6 mm², para probetas rectangulares, y así facilitar cálculos posteriores. Al disponer de un espesor de 2

mm, se tomó un ancho de 3mm obteniéndose así 6 mm² de área. Las otras dimensiones de este tipo de probetas aparecen en la sección V.4.12.

Otro concepto importante de la ecuación anterior, es la ventaja mecánica (Capítulo IV), la cual permite amplificar G veces la carga W. Para este caso se proponen cargas W iguales a 20, 25 y 30 kg, y con la ayuda de la ecuación V.4 se elegirá la ventaja mecánica más adecuada, así como la carga que produzca fluencia en el material.

$$G = \frac{F}{W} \Rightarrow F = WG \dots\dots\dots V.4$$

F = Carga amplificada (salida)

W = Carga (entrada)

G = Ventaja mecánica

Se proponen tres alternativas, donde la ventaja mecánica G toma valores 3, 5 y 8; sustituyendo estos valores de W y G en la ecuación V.4 se obtiene:

	W = 20 kg	W = 25 kg	W = 30 kg
G = 3	F = 20 (3) = 60 kg	F = 25 (3) = 75 kg	F = 30 (3) = 90 kg
G = 5	F = 20 (5) = 100 kg	F = 25 (5) = 125 kg	F = 30 (5) = 150 kg
G = 8	F = 20 (8) = 160 kg	F = 25 (8) = 200 kg	F = 30 (8) = 240 kg

Tabla V.3

Una vez obtenidos los valores σ , A, G se puede aplicar la ecuación V.3 propuesta por el Instituto de Investigaciones Eléctricas, para conocer la carga a la

salida. En la siguiente tabla V.4 se presentan cuatro materiales con su correspondiente cálculo de la carga W de entrada.

Aluminio		Acero estructural
$W = \frac{6 \times 9.693}{3} - 1 = 18.386$		$W = \frac{6 \times 25.51}{3} - 1 = 50.02$
$W = \frac{6 \times 9.693}{5} - 1 = 10.632$		$W = \frac{6 \times 25.51}{5} - 1 = 29.612$
$W = \frac{6 \times 9.693}{8} - 1 = 6.27$		$W = \frac{6 \times 25.51}{8} - 1 = 18.13$
Cobre		Acero para tuberías
$W = \frac{6 \times 8.99}{3} - 1 = 16.98$		$W = \frac{6 \times 30.1}{3} - 1 = 59.2$
$W = \frac{6 \times 8.99}{5} - 1 = 9.788$		$W = \frac{6 \times 30.1}{5} - 1 = 36.12$
$W = \frac{6 \times 8.99}{8} - 1 = 5.743$		$W = \frac{6 \times 30.1}{8} - 1 = 22.6$

Tabla V.4

Como puede apreciarse en la tabla V.2, el material que requiere mayor esfuerzo para fluir, es el acero para tuberías, éste se logra deformar con sólo 22.6 kg de carga W, como muestra la tabla de resultados V.4. Esto nos indica que la ventaja mecánica propuesta debe ser G igual a 8. Por otro lado la carga más cercana a la anterior es W = 25 kg de la tabla V.3, y da como resultado un valor amplificado F de 200 kg, éste valor W es garantía, de que los otros tres materiales han de deformarse.

Una vez obtenida la ventaja mecánica G y con el valor de $R = 8$ etc, se procede a calcular el brazo de palanca $r_0 =$ variable en su punto inicial, que proporcione F amplificada a la salida. Se elige $R = 60$ mm y se aplica la fórmula de ventaja mecánica en función de sus radios, obteniéndose lo siguiente:

$$G = \frac{r_0}{R} \Rightarrow r_0 = GR = 8 (60 \text{ mm}) = 480 \text{ mm}$$

$$r_0 = 480 \text{ mm}$$

480 mm es el brazo de palanca que nos proporciona una $F = 200$ kg, aplicada a la probeta de $A = 6 \text{ mm}^2$, la longitud de ella es $L_0 = 30$ mm también la proporciona las normas JIS para ensayos a altas temperaturas.

De esta forma se tienen definidas las condiciones iniciales que permitirán aplicar alguno de los métodos establecidos para generar el perfil de la leva (Capítulo IV), de los cuales el más viable es el analítico de A. Mendoza, ya que el gráfico requiere gran cantidad de trazos de mucha exactitud, y dadas las dimensiones de la leva lo hacen muy complicado.

Condiciones iniciales de la leva	$r_0 = 480 \text{ mm}$
	$r = 60 \text{ mm}$
	$G = 8$
	$L_0 = 30 \text{ mm}$

Las investigaciones del autor antes mencionado, proporcionan todos los elementos necesarios para su correcta aplicación. Del capítulo IV se extraen las ecuaciones paramétricas.

$$x = r(0) \cos \theta - \frac{dr(0)}{d\theta} \sin \theta \quad \dots\dots\dots \text{IV.12}$$

$$y = -\frac{dr(0)}{d\theta} \cos \theta - r(0) \sin \theta \quad \dots\dots\dots \text{IV.13}$$

Como se requiere que esta leva se comporte como una de Andrade-Chalmers, es necesario que $r(\theta)$ tome valores que proporciona la siguiente ecuación, $\frac{r}{R} = \frac{r_0}{L_0} \frac{1}{1 + \frac{R}{L_0} \theta}$

donde el valor θ está dado en radianes. Por lo tanto se igualan.

$$r(\theta) = \frac{r}{R} \frac{R}{1 + \frac{R}{L_0} \theta} \dots \dots \dots \text{IV.9}$$

Derivando a IV.9 y sustituyendo en las ecuaciones paramétricas tenemos:

$$x = \left(\frac{r_0}{1 + \frac{R}{L_0} \theta} \right) \cos \theta - \left(\frac{R}{L_0} \frac{r_0}{(1 + \frac{R}{L_0} \theta)^2} \right) \text{sen } \theta \dots \dots \dots \text{IV.12}$$

$$y = \left(\frac{R}{L_0} \frac{r_0}{(1 + \frac{R}{L_0} \theta)^2} \right) \cos \theta + \left(\frac{r_0}{1 + \frac{R}{L_0} \theta} \right) \text{sen } \theta \dots \dots \dots \text{IV.13}$$

Con estas ecuaciones obtenemos las coordenadas para el sistema cartesiano, que permitirá con un buen número de cálculos, describir el perfil de la leva, donde se toma el origen como el centro de giro de la circunferencia de R etc.

A continuación se presenta una tabla de resultados que describen al perfil de la leva, con las condiciones iniciales descritas en este trabajo.

Condiciones iniciales:

$$r_0 = 480 \text{ mm}$$

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

$$L_0 = 30 \text{ mm}$$

$$G = 8$$

0 = 0°	r = 480 mm	y = 960 mm	0 = 33°	r = 300.00 mm	y = 52.406 mm
0 = 1°	r = 478.94 mm	y = 887.36 mm	0 = 34°	r = 294.22 mm	y = 43.677 mm
0 = 2°	r = 477.42 mm	y = 822.34 mm	0 = 35°	r = 288.44 mm	y = 35.357 mm
0 = 3°	r = 474.77 mm	y = 762.32 mm	0 = 36°	r = 282.99 mm	y = 27.530 mm
0 = 4°	r = 471.45 mm	y = 707.60 mm	0 = 37°	r = 277.22 mm	y = 19.907 mm
0 = 5°	r = 467.65 mm	y = 657.50 mm	0 = 38°	r = 271.86 mm	y = 12.764 mm
0 = 6°	r = 462.75 mm	y = 611.09 mm	0 = 39°	r = 266.13 mm	y = 5.8764 mm
0 = 7°	r = 457.68 mm	y = 568.36 mm	0 = 40°	r = 262.98 mm	y = 1.1658 mm
0 = 8°	r = 453.01 mm	y = 528.60 mm	0 = 41°	r = 255.55 mm	y = -6.9404 mm
0 = 9°	r = 447.22 mm	y = 491.67 mm	0 = 42°	r = 250.24 mm	y = -12.925 mm
0 = 10°	r = 441.37 mm	y = 457.48 mm	0 = 43°	r = 244.66 mm	y = -18.584 mm
0 = 11°	r = 435.46 mm	y = 425.77 mm	0 = 44°	r = 239.79 mm	y = -24.141 mm
0 = 12°	r = 429.56 mm	y = 396.33 mm	0 = 45°	r = 234.73 mm	y = -29.397 mm
0 = 13°	r = 423.33 mm	y = 368.45 mm	0 = 46°	r = 229.63 mm	y = -34.231 mm
0 = 14°	r = 417.15 mm	y = 342.47 mm	0 = 47°	r = 224.61 mm	y = -38.988 mm
0 = 15°	r = 409.47 mm	y = 317.80 mm	0 = 48°	r = 219.68 mm	y = -43.575 mm
0 = 16°	r = 404.66 mm	y = 295.12 mm	0 = 49°	r = 214.84 mm	y = -47.923 mm
0 = 17°	r = 398.39 mm	y = 273.50 mm	0 = 50°	r = 209.18 mm	y = -52.054 mm
0 = 18°	r = 392.22 mm	y = 253.24 mm	0 = 51°	r = 205.099 mm	y = -56.027 mm
0 = 19°	r = 385.49 mm	y = 234.13 mm	0 = 52°	r = 200.43 mm	y = -59.773 mm
0 = 20°	r = 379.28 mm	y = 215.93 mm	0 = 53°	r = 195.74 mm	y = -63.273 mm
0 = 21°	r = 372.83 mm	y = 199.05 mm	0 = 54°	r = 191.11 mm	y = -66.801 mm
0 = 22°	r = 366.53 mm	y = 183.15 mm	0 = 55°	r = 186.52 mm	y = -70.048 mm
0 = 23°	r = 360.13 mm	y = 167.89 mm	0 = 56°	r = 182.039 mm	y = -73.204 mm
0 = 24°	r = 353.87 mm	y = 153.47 mm	0 = 57°	r = 177.54 mm	y = -76.164 mm
0 = 25°	r = 347.74 mm	y = 139.84 mm	0 = 58°	r = 173.08 mm	y = -78.963 mm
0 = 26°	r = 341.80 mm	y = 126.79 mm	0 = 59°	r = 168.70 mm	y = -81.634 mm
0 = 27°	r = 335.69 mm	y = 114.55 mm	0 = 60°	r = 164.38 mm	y = -84.203 mm
0 = 28°	r = 329.58 mm	y = 102.83 mm	0 = 62°	r = 155.47 mm	y = -89.041 mm
0 = 29°	r = 323.55 mm	y = 91.743 mm	0 = 64°	r = 147.40 mm	y = -93.072 mm
0 = 30°	r = 317.58 mm	y = 81.133 mm	0 = 66°	r = 139.27 mm	y = -96.933 mm
0 = 31°	r = 311.68 mm	y = 71.113 mm	0 = 68°	r = 131.40 mm	y = -100.346 mm
0 = 32°	r = 305.77 mm	y = 61.486 mm			

0 = 70°	r = 123.53 mm	y = -103.274 mm	0 = 183°	r = -65.803 mm	y = -14.164 mm
0 = 72°	r = 116.18 mm	y = -105.896 mm	0 = 184°	r = -65.723 mm	y = -12.870 mm
0 = 74°	r = 108.67 mm	y = -108.163 mm	0 = 185°	r = -65.622 mm	y = 11.585 mm
0 = 76°	r = 101.13 mm	y = -110.109 mm	0 = 186°	r = -65.499 mm	y = -10.310 mm
0 = 78°	r = 94.400 mm	y = -111.740 mm	0 = 187°	r = -65.355 mm	y = -9.045 mm
0 = 80°	r = 87.571 mm	y = -112.996 mm	0 = 188°	r = -65.190 mm	y = -7.789 mm
0 = 82°	r = 80.997 mm	y = -114.098 mm	0 = 189°	r = -65.004 mm	y = -6.544 mm
0 = 84°	r = 74.738 mm	y = -114.848 mm	0 = 190°	r = -64.798 mm	y = -5.309 mm
0 = 86°	r = 68.120 mm	y = -115.402 mm	0 = 195°	r = -63.465 mm	y = -0.698 mm
0 = 88°	r = 61.941 mm	y = -115.745 mm	0 = 200°	r = -61.669 mm	y = 6.4069 mm
0 = 90°	r = 55.956 mm	y = -115.886 mm	0 = 205°	r = -59.438 mm	y = 11.796 mm
0 = 92°	r = 50.205 mm	y = -115.731 mm	0 = 210°	r = -56.748 mm	y = 16.843 mm
0 = 94°	r = 44.385 mm	y = -115.493 mm	0 = 215°	r = -53.769 mm	y = 21.537 mm
0 = 96°	r = 38.980 mm	y = -115.030 mm			
0 = 98°	r = 33.554 mm	y = -144.334 mm			
0 = 100°	r = 28.412 mm	y = -113.535 mm			
0 = 105°	r = 15.976 mm	y = -110.798 mm			
0 = 110°	r = 00.459 mm	y = -107.395 mm			
0 = 115°	r = 00.588 mm	y = -102.923 mm			
0 = 120°	r = -15.372 mm	y = -97.956 mm			
0 = 125°	r = -23.948 mm	y = -92.948 mm			
0 = 130°	r = -31.782 mm	y = -86.395 mm			
0 = 135°	r = -38.633 mm	y = -80.101 mm			
0 = 140°	r = -44.688 mm	y = -73.439 mm			
0 = 145°	r = -49.900 mm	y = -66.672 mm			
0 = 150°	r = -54.339 mm	y = -59.787 mm			
0 = 155°	r = -57.361 mm	y = -52.843 mm			
0 = 160°	r = -60.934 mm	y = -45.743 mm			
0 = 165°	r = -63.158 mm	y = -38.673 mm			
0 = 170°	r = -64.706 mm	y = -31.615 mm			
0 = 175°	r = -65.607 mm	y = -24.639 mm			
0 = 180°	r = -65.905 mm	y = -18.098 mm			
0 = 181°	r = -65.891 mm	y = -16.785 mm			
0 = 182°	r = 65.859 mm	y = -15.467 mm			

Estos resultados describen el perfil que no es definitivo. A continuación se mencionan sus características y algunos cambios.

Si a las ecuaciones que describen el perfil de la leva, se les dan valores de 0° a 360° o más y bajo condiciones iniciales, encontramos que la trayectoria resultante forma una espiral. Ver Fig. V.10 a) y b).

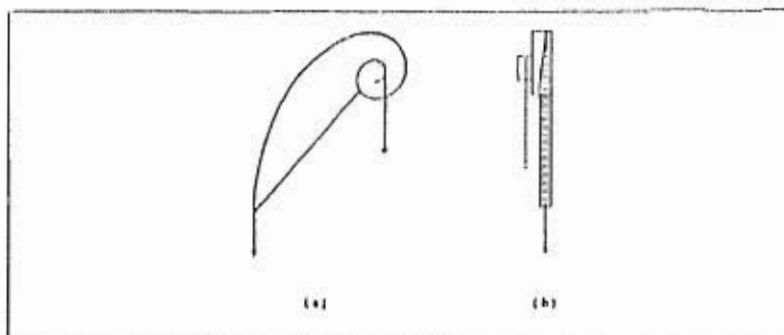


Figura V.10 Trayectoria resultante.

Esta trayectoria solo podría seguirse con un cable como la muestra figura (b). Pero las necesidades de la leva no requiere toda la trayectoria, ya que el giro de la misma será de unos cuantos grados y las probetas metálicas no se deformarán como un hule o un plástico.

Modificación del perfil de la leva.

Como ya se dijo, las ecuaciones describen un perfil completo, del cual solo trabajará parte de él, por tal motivo es conveniente cortar esa espiral, mediante otra curva que no obedece a las ecuaciones paramétricas y además lograr que durante el ensayo se cumpla con la condición inicial de $R = \text{cte}$. Por otro lado la curva suaviza el paso del fleje a través del perfil de la leva, por lo tanto se desecha parte de ésta. Ver Fig. V.11 a) y b).

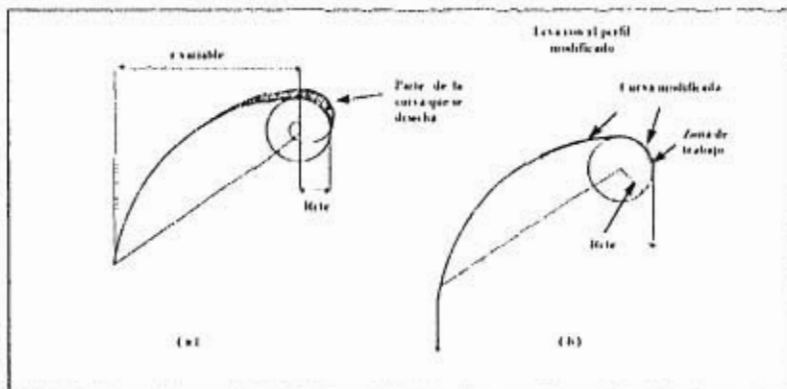


Figura. V.11

Obtención de la curva.

Para lograr lo anterior, se buscó una curva, que una la trayectoria de radio variable r con la circunferencia de radio de R . Después de analizar de analizar varias alternativas, se tomaron 2 exclusivas para este caso, las cuales se describen de la siguiente manera:

- 1) Tomando como referencia el origen del sistema cartesiano de la Fig. V.12, en donde se ha trazado previamente la circunferencia de R etc, se mide un ángulo de 5.62° a partir del eje x en sentido positivo. La línea que forma el ángulo, se prolonga hasta cortar a la circunferencia R en los puntos P_1 y P_2 . A P_2 se le toma como centro de giro del compás, para trazar un segmento de curva que parte de P_1 , y en su trayectoria se une en un punto del radio variable.
- 2) Tomando como referencia al sistema (x, y) , donde está trazada la circunferencia de radio constante R , se mide un ángulo de 22.5° o bien de 45° en sentido positivo. La línea que forma el ángulo elegido se prolonga indefinidamente cortando en su trayecto a la circunferencia R en los puntos P_1 y P_2 . Sobre la línea

que contiene P_2 se busca por aproximaciones y ayuda del compás, un radio que genere un segmento de curva, de tal manera que ésta, en su trayecto una a P_1 (a 15° a 22.5°), con otro punto de r variable. En este caso corresponde un radio medido a partir de P_1 de aproximadamente 9 cm y 13 cm respectivamente y con centro de giro P_0 .

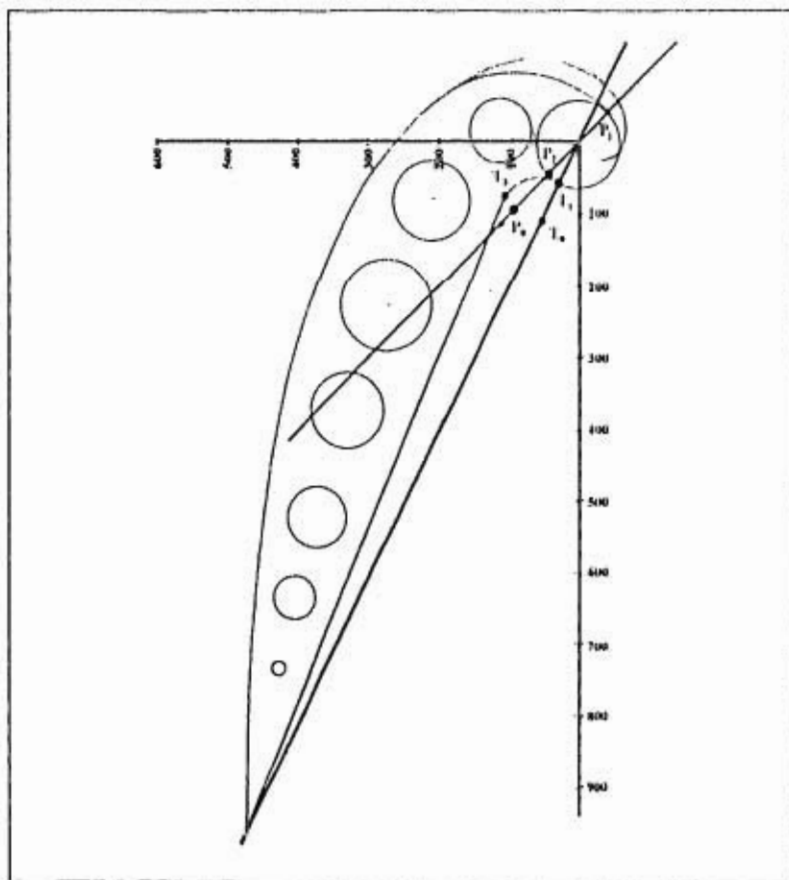


Figura V.12 Modificación del perfil de la leva.

En la leva se requiere también, que se defina la parte opuesta a la zona de trabajo del perfil. Por lo tanto se procede de la siguiente manera. (Ver Fig. V.12)

Primero: unimos el punto inicial, de trabajo de la leva, al eje de giro de R etc, mediante una línea recta, y así queda definida la leva totalmente.

Las dimensiones con este procedimiento, dan por resultado una pieza muy pesada y nada estética, que requiere un contrapeso demasiado grande; por lo tanto, se propone aligerarla mediante eliminación de masa. Esto se logra reduciendo las dimensiones de la leva, al mínimo posible sin alterar el perfil y a R.

Segundo: usando los trazos anteriores tomamos una distancia igual a R y marcamos esta distancia sobre la línea que corta a R etc a partir de T₁. El punto T₀ marcado, será el centro para trazar un segmento de curva, que por un lado toque a R y por el otro vuelva a cortar a la recta del primer paso. Mediante una recta tangente, se une al punto inicial de la leva con el segmento de curva en el punto T₂. Y así queda definida nuevamente, la parte opuesta al perfil de la leva.

Tercero: podemos reducir aún más el peso de la leva, perforando siete orificios circulares a lo largo de la pieza, éstos se distribuyen de manera que la leva no se debilite al aplicar la carga, por tal motivo, los radios de las circunferencias son diferentes, de acuerdo a la superficie disponible en la pieza.

Los ejes de cada circunferencia, se localizan trazando una curva auxiliar que pasa por los puntos medios (entre el perfil de la leva y el segmento de curva y recta localizadas en la parte opuesta a la zona de trabajo del perfil).

En la Fig. V.13, se muestra la distribución definitiva para los orificios exclusivos de esta leva y se indican los valores de cada diámetro, así como las distancias ideales que deben guardar entre uno y otro.

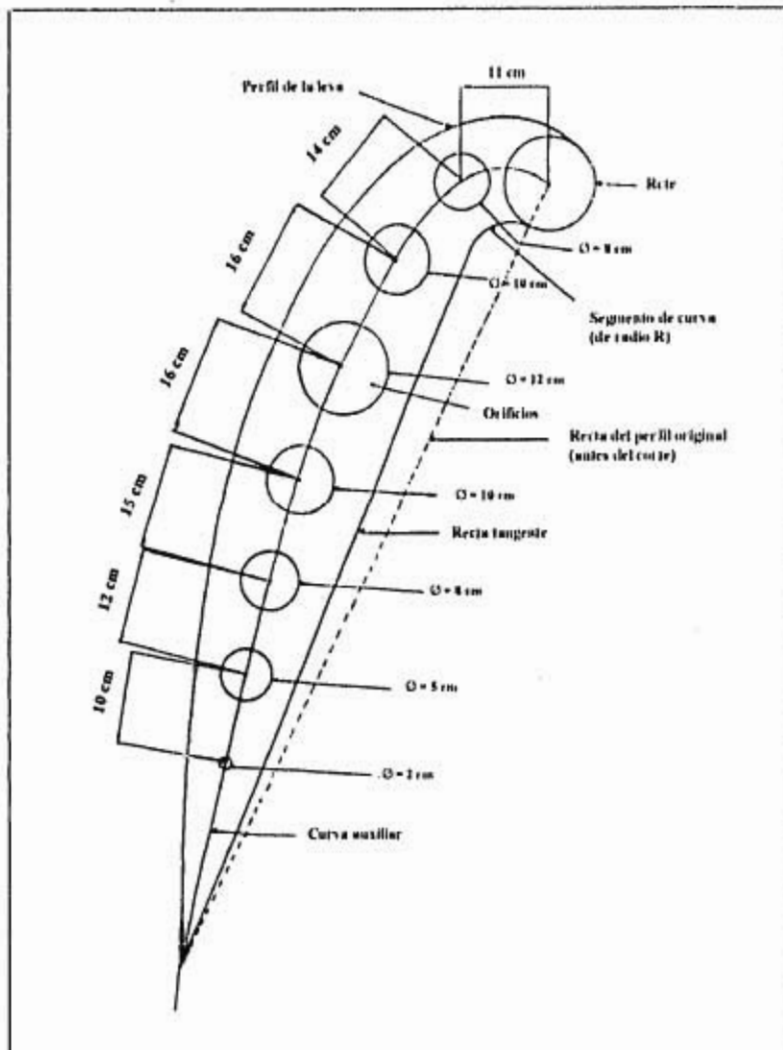


Figura V.13 Distribución de orificios para la eliminación de masa.

V.4.4 DESBALANCEO

Para lograr un buen desempeño de la máquina propuesta, es necesario que la leva se encuentre en equilibrio, por lo que se requiere auxiliarse de la teoría de desbalanceo.

Desbalanceo:

Se define como la distribución desigual del peso, en una pieza alrededor de la línea que forma el eje de rotación. El desbalanceo también puede definirse como la condición que existirá cuando la línea del centro de gravedad o masa y eje de rotación no sean idénticos (41).

V.4.4.1 TIPOS DE DESBALANCEO

Desbalanceo Estático

Es la condición de desequilibrio que se produce al quedar desplazada la línea del centro de gravedad, paralela con la línea del eje de rotación de acuerdo con la figura V.14.

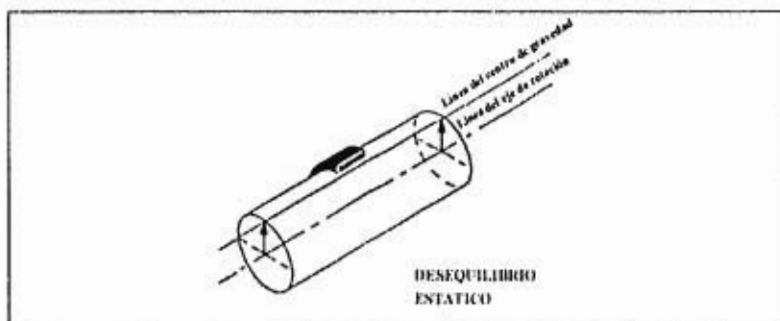


Figura V.14 Desequilibrio estático.

Desbalanceo por Par de Fuerzas

Este se produce cuando la línea del centro de masa cruza a la línea del eje de rotación en el centro de gravedad del rotor. El desequilibrio por par de fuerzas, es la condición que se da si hay un lugar pesado en cada extremo del rotor, pero hallándose en lados opuestos de la línea central del eje de rotación, como se ve en la Fig. V.15.

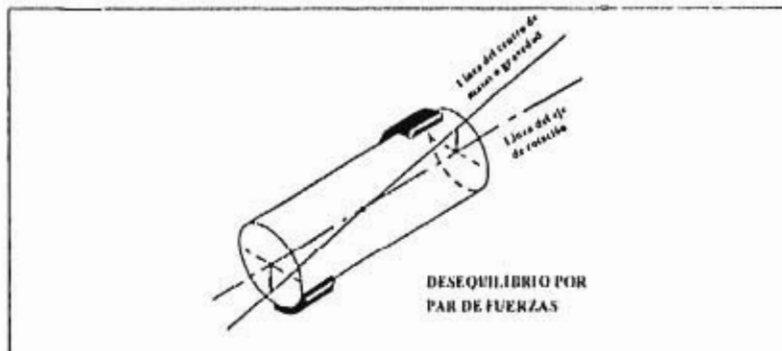


Figura V.15 Desequilibrio por par de fuerzas

Desbalanceo Cuasi-Estático

Se define como la condición en la que la línea del centro de gravedad cruza a la línea del eje de rotación, pero no pasa por el centro de gravedad del rotor. Se puede concebir el desequilibrio de dicho tipo, como una combinación del estático y por par de fuerzas. Porque el estático, se encuentra directamente alineado con uno de los momentos del par, que corresponde al segundo como se ve en la Fig. V.16

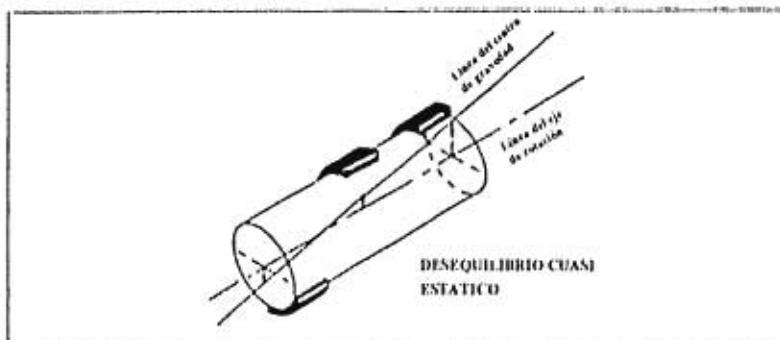


Figura V.16 Desequilibrio cuasi estático

Desbalanceo Dinámico

Es sin duda, el tipo que a menudo se encuentra, y que se define como un desequilibrio en que la línea del centro de gravedad y la línea del eje de rotación, no coinciden ni se tocan. Este tipo existe cuando hay presente un desequilibrio tanto estático como por par de fuerzas, donde el primero no se encuentra alineado directamente con ninguno de los dos componentes del par de fuerzas. Por resultado se tiene que la línea del centro de gravedad, está al mismo tiempo inclinada y desplazada de la línea del eje de rotación. Como indica la Fig. V.17

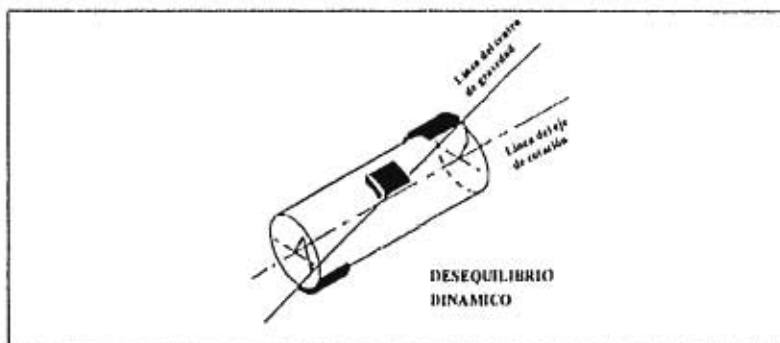


Figura V.17 Desequilibrio dinámico.

V.4.4.2 PROBLEMAS TÍPICOS DEL DESBALANCEO

Aunque no sea indispensable reconocer, si un rotor dado presenta desbalanceo estático, cuasi-estático, dinámico o por par de fuerzas, para poder solucionar el problema, es necesario recurrir a la relación longitud/diámetro de la pieza, y poder determinar si se requiere un balanceo en un plano único o en dos, ya que no todos los problemas de equilibrado pueden ser resueltos mediante corrección de peso en uno solo.

Dicha relación L/D se calcula utilizando las dimensiones del rotor (sin contar el eje que lo apoya). Con referencia a este parámetro, la tabla V.5 indica que, en el caso de relaciones L/D menores de 0.5, resulta suficiente el balanceo en un solo plano, cuando se tienen velocidades operacionales de hasta 1000 RPM. Por encima de esta velocidad, a menudo se requiere un equilibrio en dos planos. En caso de relaciones L/D mayores de 0.5, se requiere un equilibrado en dos planos si las RPM pasan de 150.

CRITERIOS DE CORRECCION DEL DESBALANCEO			
	RELACION L/D	CORRECCION DE DESEQUILIBRIO	
		Plano Único	En dos Planos
	MENOS DE 0.5	RPM HASTA 1,000	POR ENCIMA DE 1,000 RPM
	MAS DE 0.5	RPM HASTA 150	POR ENCIMA DE 150 RPM

Tabla. V.5 Selección de plano único en vez de dos planos a base de la relación Largo/Diámetro (L/D) más las RPM del motor. Tomado del Manual de Capacitación Audiovisual CFE.

Es importante tener en cuenta, que todo este procedimiento sobre cómo decidir entre el balanceo en un plano, frente al de dos a base de la relación L/D , la velocidad del rotor se ofrece para fines de orientación, ya que puede ser que no se aplique en todos los casos (41).

En base a la teoría de desbalanceo, se indica que para una buena corrección, es necesario conocer el eje de giro de la pieza y determinar su centro de gravedad, para esto se recurre a algunos métodos auxiliares, como los que se presentan a continuación:

1. En el caso de rotores, donde se desea determinar el centro de gravedad y la fuerza W , a lo largo del eje, el Manual del Ingeniero Mecánico indica que: A un cuerpo suspendido en dos filas de cuchilla, sobre dos básculas (Ver Fig. V.18). Donde la suma de los dos pesos registrados ($W_1 + W_2$), debe ser igual al peso (W) del rotor. Tomando un eje de momentos en cualquiera de los dos extremos (Tómese O), entonces $W_2 A/W = X_0$ a la distancia de O al plano que contiene el centro de gravedad (42).

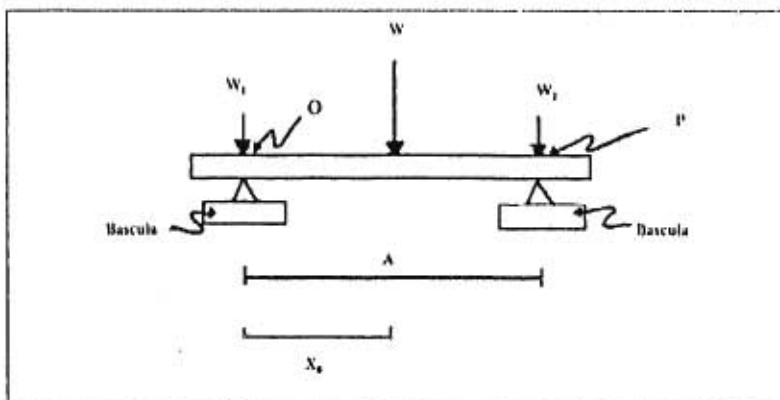


Figura V.18 Tomada del Manual del Ingeniero Mecánico.

II. Balanceo en rotores planos; quizá la forma más sencilla para detectar el estado de desequilibrio de un rotor plano, consiste en colocarlo sobre un par de filos de cuchillas paralelas, ubicadas en un mismo plano horizontal, tal como sugieren los autores León y Shigley (43, 44), en la Fig. V.19

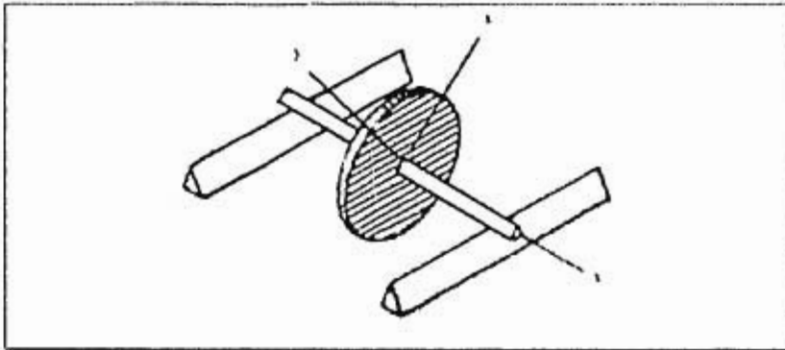


Figura V.19 Tomado de Dinámica de Máquinas Juan León.

El procedimiento de detección, consiste en imprimirle al rotor varias posiciones angulares y permitirle que busque libremente su configuración de equilibrio estático, para luego marcar el punto más bajo de la periferia:

- a) Si estas marcas se distribuyen en la periferia del rotor, se trata de una posición de equilibrio indiferente, esto es, el centro de masas del rotor, está ubicado sobre el eje de rotación, tratándose en consecuencia de un rotor balanceado.
- b) En el caso de que las marcas coincidan es porque el rotor adopta una posición de equilibrio estable, consecuentemente su centro de masa o gravedad no coincide con el eje de rotación, tratándose de un rotor desequilibrado (43, 45).

El procedimiento antes descrito permite ubicar la posición radial de la masa correctiva, ya que la coincidencia de las marcas define el lado pesado del rotor. Sin embargo, la magnitud del desequilibrio queda indeterminada. Así pues, la corrección del desequilibrio deberá hacerse por aproximaciones sucesivas, añadiendo masas correctivas, al contrario del lado pesado del rotor, hasta alcanzar un estado de equilibrio estable. Esto equivale a desplazar el centro de masa al centro de rotación de la flecha, sumando o restando peso en los puntos adecuados en la periferia del diámetro. Pueden aumentarse o quitarse pesos de cualquier parte del rotor, siempre y cuando se mantenga el centro de gravedad de la misma, junto con el centro de la flecha o eje de rotación (42).

V.4.4.3 LOCALIZACION DEL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA LEVA

El método experimental, que se describe a continuación para determinar el centro de gravedad de un cuerpo tridimensional, de cualquier forma y peso, fue tomado del Manual del Ingeniero Mecánico (41), para aplicarlo a la leva.

Si a la pieza se le suspende como se muestra en la Fig. V.20 mediante una cuerda pendiente de cualquier punto A, estará en equilibrio bajo la acción tensora de la cuerda y la resultante de la gravedad o fuerza W del cuerpo.

Si el experimento se repite suspendiendo el cuerpo del punto B, y así en diferentes puntos, se encontrarán nuevamente sus posiciones de equilibrio. Si en cada caso se marcan las líneas de acción de un hilo, la resultante de las fuerzas del cuerpo concurren o cruzan en el punto G, conocido como centro de gravedad o centro de masa. Siempre y cuando la densidad del cuerpo sea uniforme, G será un factor constante, y como es el caso de formas geométricas iguales con diferentes densidades, tendrán el mismo centro de gravedad.

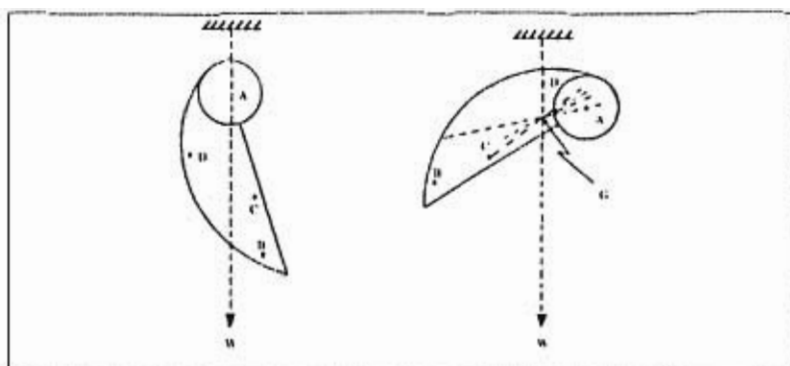


Figura V.20 Determinación del centro de gravedad

V.4.4.4 METODOS DE CORRECCION DEL DESBALANCEO

Las variantes de corrección en el desbalanceo estático indican tres métodos ilustrados en la Fig. V.21.

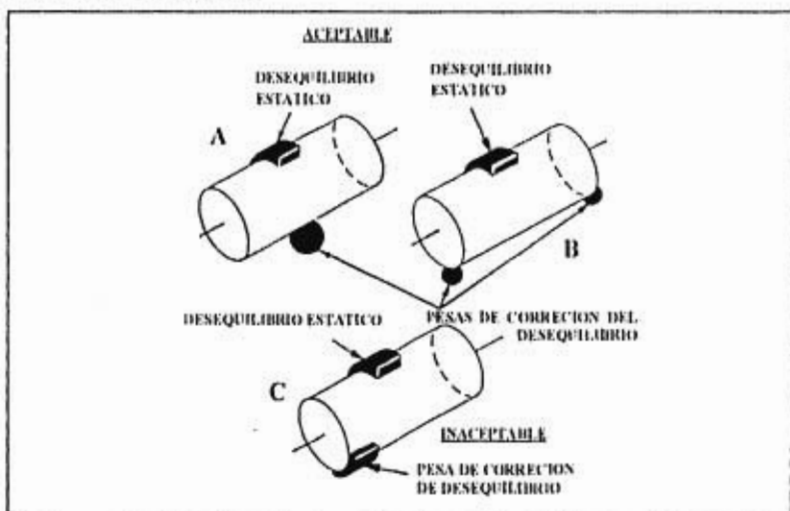


Figura V.21 Corrección del desequilibrio estático. Tomado del Manual de Capacitación Audiovisual CFE.

En la Fig. V.21A se muestra una sola pesa de corrección, que se coloca en el mismo plano del centro de gravedad del rotor, peso que hará que se logre un buen equilibrado.

En la Fig. V.21B indica otro método aceptable de corregir un desbalanceo estático colocando las pesas de corrección linealmente en los extremos opuestos del rotor. Se recurre a este método cuando no sea posible agregarle una sola pesa correctiva a la parte central del rotor.

En la Fig. V.21C se ve agregada una sola pesa de corrección, pero no en el mismo plano que contiene el centro de gravedad del rotor. Este rotor puede considerarse estáticamente equilibrado debido al hecho de que no hay lugar pesado que baje hacia el fondo, al posar el rotor sobre los filos de navaja colocados a nivel y paralelos.

Sin embargo, al girar la pieza en cuestión, el lugar pesado original junto con la pesa de corrección, al estar colocados en planos distintos producen momentos residuales que hacen que la línea del centro de gravedad y la línea del eje de rotación se crucen lo que crea otro tipo de desequilibrio (por par de fuerzas, cuasi-estático o dinámico).

Los diferentes métodos de equilibrado, expuestos a lo largo de esta sección, nos auxiliarán en el balanceo de la leva, cuya forma geométrica es muy especial.

V.4.4.5 CORRECCION DEL DESBALANCEO DE LA LEVA

1. Contamos con el peso total de la leva W_1 , en el cual requerimos ubicar el centro de gravedad. Con ayuda de una plantilla con forma geométrica igual al de la leva y aplicando el método descrito en la sección V.4.4.3, se encontró que el punto G donde se cruzan las líneas determinan el centro de gravedad de la pieza. Es además la distancia a la cual debe colocarse el peso W_d de corrección.

2. Por medio de la relación $L/D < 0.5$ y la muy baja velocidad a la cual trabajará, se determinó que se requiere un sólo peso de corrección, colocado en el mismo plano en el que está colocado el centro de gravedad, pero a 180° de este punto G y así lograr un buen balanceo.
3. Otro problema es determinar el peso W_d y a que distancia debe colocarse, para esto se procede de la manera siguiente. De las figuras V.22 a) y b), el peso W_1 es el peso total de la leva, pero el contrapeso W_d queda definido por $W_d = W_1 - C$ donde C es el peso de la placa circular, la cual contiene al eje de rotación y D' es la distancia a la cual debe colocarse la corrección y W_d , siendo éste el peso total del contrapeso.

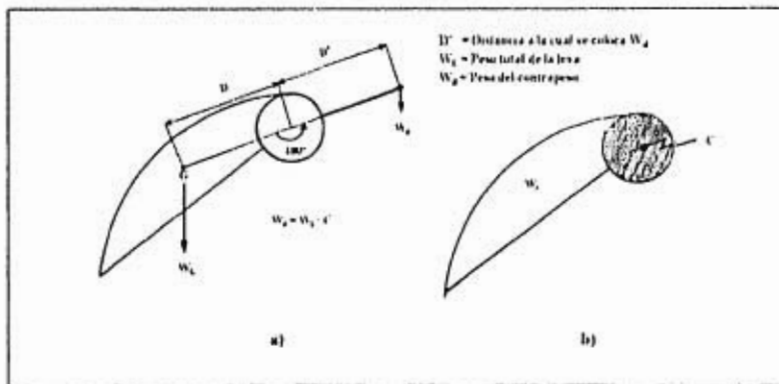


Figura V.22 Corrección del desbalanceo de la leva.

4. Otro método más sencillo es el que se presenta en la sección 4.4.2 (II) de este mismo capítulo, donde se propone un procedimiento de aproximaciones sucesivas para hallar un peso W_d aproximado, a una distancia X.

Todo lo anterior cumple con tres teoremas del texto antes señalado y que a la letra dice:

1. La condición necesaria y suficiente para que un sistema rígido en rotación alrededor de un eje fijo quede equilibrado, es que el eje de rotación sea un eje principal de inercia que pase por su centro de masas.

Observaciones.

- a) La condición de equilibrado descrita anteriormente es independiente de la velocidad angular.
 - b) Cuando un sistema de tipo descrito está equilibrado, las únicas fuerzas generadas sobre los apoyos son debidas a las fuerzas estáticas.
2. Todo sistema rígido puede ser equilibrado al añadir dos masas correctivas y ubicadas en dos planos solidarios y perpendiculares al eje de rotación, arbitrariamente escogidos.
 3. Todo rotor plano puede ser equilibrado al añadir una única masa correctiva en su propio plano. La magnitud y ubicación de éste, es la que traslada el centro de masa del conjunto resultante al eje de rotación.

V.4.5 CONTRAPESO

Como ya se mencionó, en la teoría de balanceo, el peso W de la leva, se localiza en el centro de gravedad como lo muestra la Fig. V.23 entonces tal elemento girará con un momento producido igual a Wx_r ; de esta manera, su comportamiento será como el de un péndulo simple.

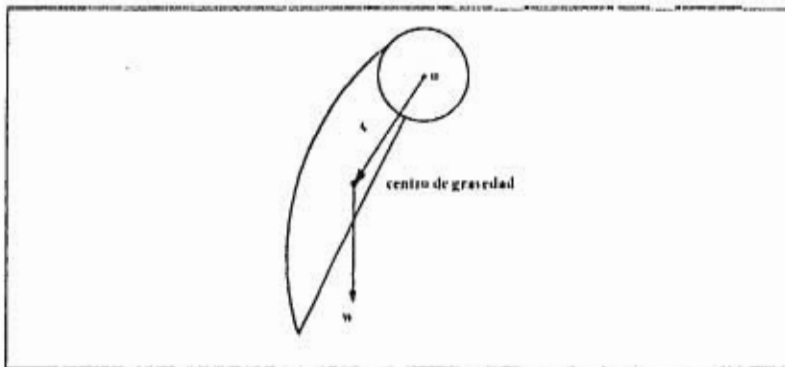


Figura V.23

En virtud de lo anterior, se procede a balancear estáticamente a la leva de tal forma que su centro de gravedad o de masa se transporte de la posición antes señalada al centro de rotación O.

Para lograr dicha relocalización, es necesario adicionar masa al cuerpo de la leva para que funcione como un contrapeso y lograr así el balanceo, es decir que $\Sigma M_o = 0$ (44). Será entonces cuando la leva esté apta para poder trabajar, ya que ésta quedará inmóvil cuando se coloque en la posición inicial del ensayo (o en cualquier otra).

Alternativas para la colocación de los contrapesos

Aunque existen varias formas, solo se explicarán dos de ellas, por su simplicidad:

1) Leva y dos contrapesos

En este caso, se tiene que cumplir con la condición de que las líneas que pasan por los centroides, tanto de la leva como de los contrapesos deberán tener un ángulo igual entre sí tal como se indica en la Fig. V.24

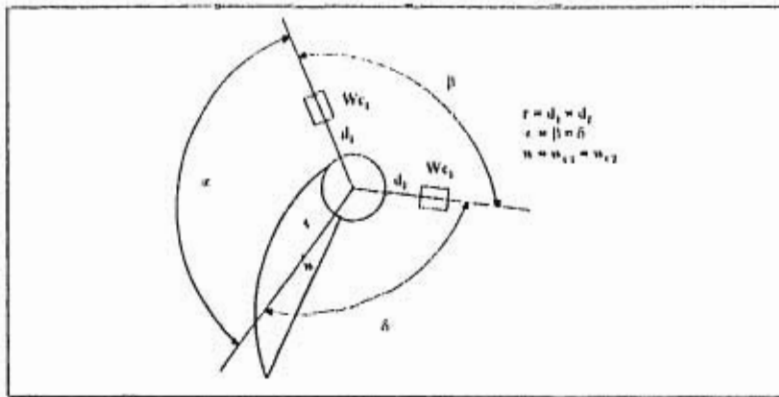


Figura V.24

Además, otra condición es que la masa de la leva concentrada en el centroide debe ser igual a la masa de los contrapesos es decir: $m_{leva} = m_{c1} = m_{c2}$ y de igual manera sucede con sus distancias o brazos de palanca, o lo que es igual $r = d_1 = d_2$. Bajo esta condición, se cumple que la sumatoria de momentos es igual a cero, lo que indica que se encuentra balanceado el sistema. Este caso, es el típico de una hélice de avión (7).

2) Leva y contrapeso

Este es el caso más sencillo de balancear, y consiste en colocar la masa equilibrante en forma colineal a la línea que pasa por el centro de gravedad, es decir, con un ángulo de 180° respecto de ella (10). Véase Fig. V.25. Este sistema posee las siguientes ventajas:

- a) La masa del contrapeso y su distancia d sea igual a la de la leva, $m_l = m_c$ y $r = d$
- b) Para obtener el valor Wxr de la leva, se puede disminuir la distancia d y aumentar la masa del contrapeso.

c) O bien aumentar la distancia d y disminuir la masa del contrapeso para obtener el mismo resultado del momento Wxr producido por la leva.

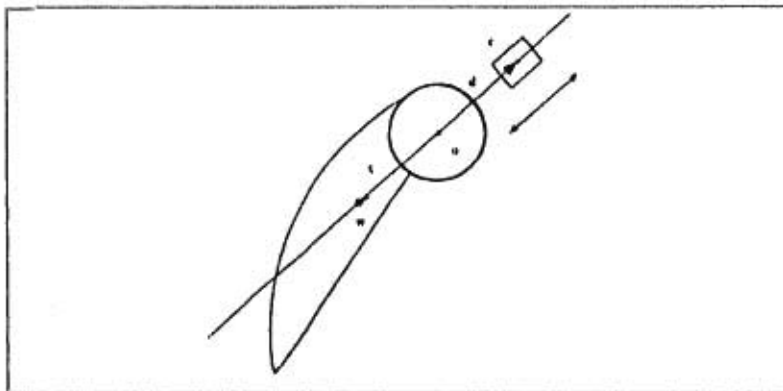


Figura V.25

Para ilustrar los métodos expuestos anteriormente se presentan dos ejemplos:

Ejemplo 1 (Primer método). Considérese la figura V.26

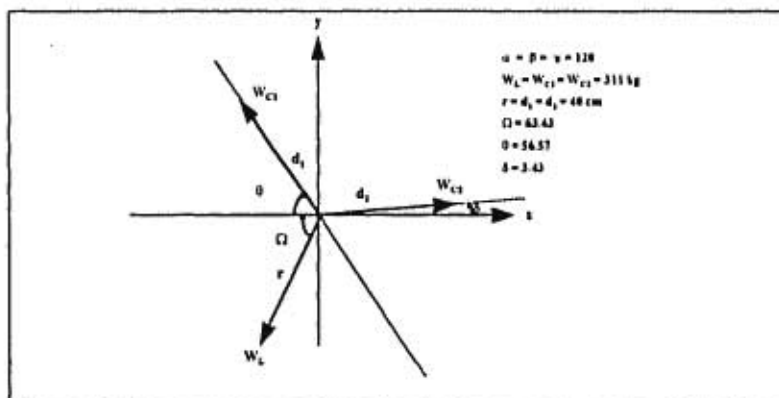


Figura V.26

$$\alpha = \beta = \gamma = 120^\circ$$

$$W_1 = W_{c1} = W_{c2} = 31 \text{ Kg}$$

$$r = d_1 = d_2 = 40 \text{ cm}$$

$$\Omega = 63.43^\circ$$

$$\theta = 56.57^\circ$$

$$\delta = 3.43^\circ$$

$$\Sigma M_o = 0 \quad W_1 \times r \cos(-63.43^\circ) = -554.64 i - 1109.04 j \dots\dots\dots (1)$$

$$W_{c1} \times d_1 \cos(-56.57^\circ) = -683.12 i + 1034.84 j \dots\dots\dots (2)$$

$$W_{c2} \times d_2 \cos(3.43^\circ) = 1237.76 i + 74.18 j \dots\dots\dots (3)$$

∴ de (1) (2) (3) resultan las 2 ecs. siguientes:

$$\left. \begin{aligned} -554.64 - 683.12 + 1237.76 &= 0 \\ -1109.04 + 1034.84 + 74.16 &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

$$\text{Con } \delta = 353.43^\circ, \quad 40 \times 31 \cos(233.43^\circ) = -738.797 i - 995.880 j \dots\dots (5)$$

$$40 \times 31 \cos(113.43^\circ) = -493.059 i + 1137.757 j \dots\dots (6)$$

$$40 \times 31 \cos(353.43^\circ) = 1231.856 i - 141.877 j \dots\dots (7)$$

∴ las ecs. resultantes serán

$$\left. \begin{aligned} -738.797 - 493.059 + 1231.856 &= 0 \\ -995.880 + 1137.757 - 141.877 &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

lo cual indica que cuando la leva ha girado 10° en sentido horario, ésta continúa en equilibrio.

Ahora el sentido de rotación será al contrario, hasta que δ se coloque a 70° respecto al eje X, dándose así las siguientes ecuaciones

$$40 \times 31 \times |70^\circ = 424.104 i + 1165.218 j \dots\dots\dots (10)$$

$$40 \times 31 \times |190^\circ = -1221.161 i - 215.353 j \dots\dots\dots (11)$$

$$40 \times 31 \times |310^\circ = 797.056 i - 949.895 j \dots\dots\dots (12)$$

de donde se obtienen las siguientes expresiones

$$\left. \begin{aligned} 424.104 - 1221.161 + 797.056 &= 0 \\ 1165.218 - 215.353 - 949.895 &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

nuevamente, como se puede apreciar, el resultado de las ecs. (13) indica que la leva se encuentra balanceada.

Ejemplo 2 (Segundo Método). Considerando la Fig. V.27

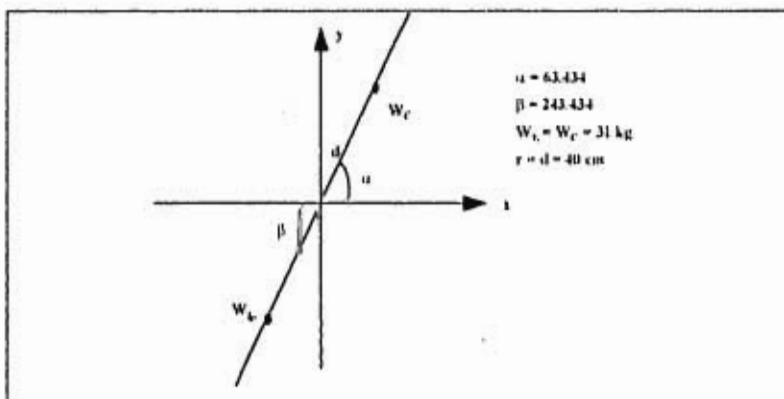


Figura V.27

las ecuaciones del sistema son:

$$40 \times 31 |63.43^\circ = 554.563 i + 1109.080 j \dots\dots\dots (14)$$

$$40 \times 31 |243.43^\circ = -554.563 i - 1109.080 j \dots\dots\dots (15)$$

Dadas las ecs. 14 y 15 se obtienen

$$\begin{array}{l} 554.563 - 554.563 = 0 \\ 1109.080 - 1109.080 = 0 \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

Cumpléndose así la condición de equilibrio

Si α pasa a formar un ángulo de 85° respecto del eje x se tienen las siguientes expresiones

$$\begin{array}{l} 40 \times 31 \cos 85^\circ = 108.073 \text{ i} + 1235.281 \text{ j} \\ 40 \times 31 \sin 85^\circ = -108.073 \text{ i} - 1235.281 \text{ j} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \dots\dots\dots (17)$$

ahora α pasará a formar 30° dando así

$$\begin{array}{l} 40 \times 31 \cos 30^\circ = 1073.871 \text{ i} + 620 \text{ j} \\ 40 \times 31 \sin 30^\circ = -1073.871 \text{ i} - 620 \text{ j} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \dots\dots\dots (18)$$

de las ecs. 17 y 18 se puede observar que se cumplen las condiciones de equilibrio, comprobándose así la veracidad de los métodos expuestos para tal finalidad.

Hasta el momento, se ha descrito el proceso de balanceo sin tomar en cuenta la forma en que éste se llevó a cabo en las máquinas que diseñó el físico A. Mendoza, Véase la Fig. V.27. El motivo es porque no indica cual fue el criterio utilizado para colocar los contrapesos perpendiculares entre sí; en virtud de lo anterior, se presentan ejemplos ilustrativos para tratar de determinar de que forma fue balanceando el sistema, pues se puede lograr calculando los pesos de las masas, los brazos de palanca d, o bien solo uno de ambos o la combinación de ellos.

Ejemplo 3: Véase Fig. V.27

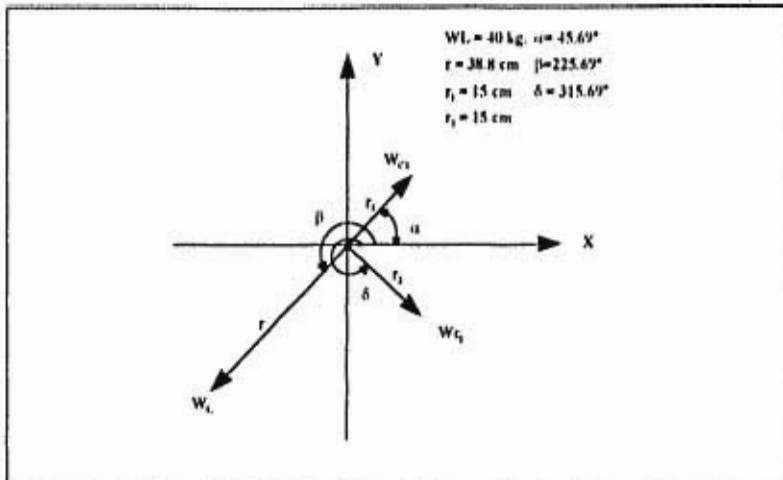


Figura V.27

Determinar los valores de W_{C1} y W_{C2} respectivamente

las ecs. del sistema son:

$$\begin{array}{l}
 \Sigma M_o = 0; \quad W_{C1} \times 15 \cos 45.69^\circ = 10.478 W_{C1} i + 10.733 W_{C1} j \\
 \quad \quad \quad W_{C2} \times 15 \cos 315.69^\circ = 10.733 W_{C2} i - 10.4788 W_{C2} j \quad \dots\dots\dots (1) \\
 \quad \quad \quad 40 \times 3.88 \cos 225.69^\circ = -1084.134 i - 1110.565 j
 \end{array}$$

de (1) obtenemos:

$$10.478 W_{C1} + 10.733 W_{C2} = 1084.134 \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$10.733 W_{C2} - 10.478 W_{C1} = 1110.565 \quad \dots\dots\dots (3)$$

de la ec. (2)

$$W_{C1} = \frac{1084.134 - 10.733 W_{C2}}{10.478} = 103.467 - 1.024 W_{C2} \dots \dots \dots (4)$$

Sust (4) en (3)

$$10.733 (103.467 - 1.024 W_{C2}) - 10.478 W_{C2} = 1110.565$$

$$1110.511 - 10.994 W_{C2} - 10.478 W_{C2} = 1110.565$$

$$1110.511 - 21.476 W_{C2} = 1110.565$$

$$-0.054 = 21.472 W_{C2} \therefore W_{C2} = \frac{-0.054}{21.472} = -2.514 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

el valor de $W_{C2} = -0.00251 \text{ kg}$, es negativo, por lo tanto este valor queda descartado. Esto implica que $W_{C1} = 103.467 - 1.024 (-0.00251) = 103.469 \text{ kg}$, valor que esta por encima del peso de la leva, lo que resultaria impráctico, y muy costoso.

Con este ejemplo se observa que W_{C1} es el único capaz de equilibrar a la leva, por lo que W_{C2} no hace falta.

Ejemplo 4: de la Fig. V.27 se cuentan con los siguientes Datos:

$$W_{C1} = 20 \text{ kg}$$

$$W_{C2} = 20 \text{ kg}$$

$$W_L = 40 \text{ kg}, r = 38.8 \text{ cm}$$

Determinar los valores de r_1 y r_2

Del sistema se tienen las ecs. siguientes:

$$\begin{aligned} 20 \times r_1 \angle 45.69^\circ &= 13.97 r_1 i + 14.311 r_1 j \\ 20 \times r_2 \angle 315.69^\circ &= 14.31 r_2 i - 13.97 r_2 j \\ 40 \times 38.8 \angle 225.69^\circ &= -1084.134 i - 1110.565 j \end{aligned} \dots \dots \dots (1)$$

de (1) resulta

$$13.97 r_1 + 14.311 r_2 = 1084.134 \dots\dots\dots (2)$$

$$14.311 r_1 - 13.97 r_2 = 1110.565 \dots\dots\dots (3)$$

de la ec. (2) despejamos r_1

$$r_1 = \frac{1084.134 - 14.311 r_2}{13.97} = 77.604 - 1.024 r_2 \dots\dots\dots (4)$$

Sust (4) en (3)

$$14.311 (77.604 - 1.024 r_2) - 13.97 r_2 = 1110.565$$

$$1110.590 - 14.66 r_2 - 13.97 r_2 = 1110.565$$

$$1110.590 - 28.63 r_2 = 1110.565$$

$$0.0258 = 28.63 r_2 \Rightarrow r_2 = 9.011 \times 10^{-4} \text{ cm}$$

este valor de r_2 es prácticamente igual a cero, por lo que no es posible colocar 20 kg en el origen del sistema, este contrapeso queda desechado, siguiendo con el valor de $r_1 = 77.604 - 1.02 (9.011 \times 10^{-4}) = 77.60 \text{ kg}$.

El comportamiento de este sistema, es análogo al primero, ya que el único capaz de equilibrar al sistema, es con el que tiene un brazo de palanca $r = 77.60 \text{ m}$, en este caso, el inconveniente, es dicha longitud.

Ejemplo 5: Aquí se tiene sólo una incógnita que es W_{C1} . Considérense los siguientes datos para la Fig. V.27.

$$W_L = 40 \text{ kg y } r = 38.8 \text{ cm}$$

$$r_1 = 15 \text{ cm}$$

$$W_{C2} = 20 \text{ y } r_2 = 20 \text{ cm}$$

Calcular el valor W_{C1} .

Las ecs. en este caso son:

$$\begin{aligned} W_{C1} \times 15 \sqrt{45.69^\circ} &= 10.478 W_{C1} i + 10.733 W_{C2} j \\ 40 \times 38.8 \sqrt{225.69^\circ} &= -1084.134 i - 1110.565 j \\ 20 \times 20 \sqrt{315.69^\circ} &= 286.228 i - 279.416 j \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (1)$$

de (1) resulta

$$10.478 W_{C1} - 1084.134 + 286.228 = 0 \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$10.733 W_{C1} - 1110.565 - 279.416 = 0 \quad \dots \dots \dots (3)$$

despejando W_{C1} de (2)

$$W_{C1} = \frac{1084.138 - 286.228}{10.478} = 76.150 \text{ kg}$$

despejando W_{C1} de (3)

$$W_{C1} = \frac{1110.565 + 279.416}{10.733} = 129.505 \text{ kg}$$

$\therefore 76.150 \neq 129.505$ los valores distintos de W_{C1} muestran que no se logra el equilibrio.

Para finalizar, se concluye que los sistemas de ecuaciones que fueron obtenidos en los ejemplos 3, 4 y 5 muestran desequilibrio.

V.4.5.1 SELECCION DEL CONTRAPESO

De las alternativas expuestas en el inciso anterior, se elige la segunda (Véase la Fig. V.25), por su sencillez y por las ventajas que posee. Como quedó indicado en la

figura mencionada, el contrapeso tiene que ir adaptado a la leva mediante una varilla, y en ella deberá desplazarse el bloque, para poder cambiar el centro de masa del centroide al centro de rotación de la leva.

En la Fig. V.28 aparece el contrapeso, éste es un sistema que se compone de tres elementos, y son:

Bloque cilíndrico (deberá tener cuerda inferior en el centro)

Varilla con cuerda (Portabloque)

Conector leva-varilla (Puente)

Al conjunto varilla-bloque, puede diseñarse de varias formas, la más fácil de fabricar y unirse, es como si fuera un tornillo con su tuerca, ya que al girar esta última se logra el desplazamiento del bloque a la distancia deseada del centro de rotación.

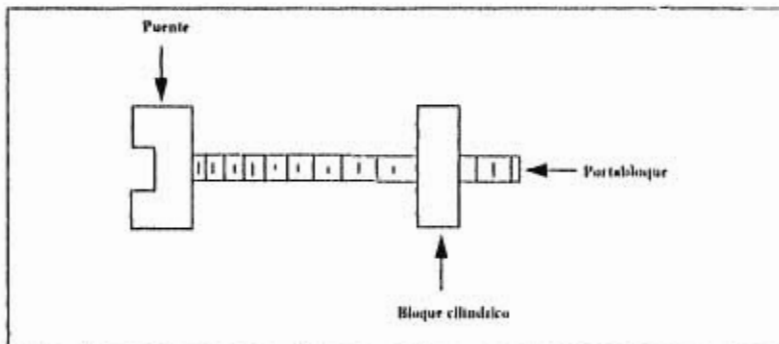


Figura V.28 Sistema de contrapeso

El tamaño del bloque cilíndrico se calcula en función del peso de la leva (W_L), menos el peso de la sección circular o de radio constante igual a 60mm, como quedó establecido en la Fig. V.22 (a) y (b), ya que la sección circular se considera como un

rotor balanceado, y la parte que hay que equilibrar es la restante porque corresponde a la masa de desbalanceo.

Es conveniente hacer una aclaración con respecto al contrapeso, dado que consta de tres elementos, estos en conjunto deberán pesar lo mismo que la masa de desbalanceo para poder equilibrarse, sin embargo, como no se cuenta con el peso del puente (W_p) y del tornillo (W_T), se considerará sólo el peso de bloque cilíndrico (W_C). Una vez ensamblados los elementos del contrapeso a la leva, se tendrá que el peso de esta será ligeramente menor al sistema equilibrante, es decir:

$$W_L < W_C + W_p + W_T$$

con la que ya no se cumple con la condición de equilibrio. Este problema, se resuelve fácilmente, pues dada la forma en que está diseñado el contrapeso, se tiene la libertad de reducir el brazo de palanca d del bloque cilíndrico, de tal modo que se cumpla con $\Sigma M_o = 0$, o bien $W_L \times r = W_{\text{contrapeso}} \times d$.

El volumen calculado de la leva con las perforaciones junto con los dos discos laterales es: $V_1 = 3.941 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, y el volumen de la sección circular de la leva más los dos discos que la abrazan es: $3 (\pi \times r^2 \times h)$ o bien: $V_d = 3 (\pi \times (6)^2 \times 2.54) = 861.801 \text{ cm}^3 = 0.861 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, por lo tanto, el volumen de la masa de desbalanceo de la leva es:

$$V_1 - V_d = V \text{ masa de desbalanceo } (V_{md})$$

$$V_{md} = (3.941 \times 10^{-3} - 0.861 \times 10^{-3}) \text{ m}^3 = 3.08 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

La tabla V.6 muestra los valores de masa y peso para el volumen V_{md} .

De la expresión $\rho = \frac{m}{V}$, se tiene $m = \rho V$ y calculando para diferentes materiales: acero, aluminio y madera de encino se tiene que:

Metal	$\rho \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$	V [m ³]	m [Kg]	W [N]	W [kgf]
Acero	7850	3.08×10^{-3}	24.178	237.186	24.178
Aluminio	2700	3.08×10^{-3}	8.316	81.579	8.316
Encino	1000	3.08×10^{-3}	3.08	30.214	3.08
Pino	800	3.08×10^{-3}	2.464	24.171	2.464

Tabla V.6

Nota: Para facilitar el cálculo se considerarán los siguientes valores de peso

Metal W [kgf]

Acero = 25

Aluminio = 8.5

Encino = 3.1

Pino = 2.5

CALCULO DEL BLOQUE CILINDRICO

En base al valor del peso de la masa de desbalanceo, se calculará el volumen del cilindro, considerando tres metales distintos:

Acero = $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

Latón = $\rho = 8500 \text{ kg/m}^3$

Plomo = $\rho = 11340 \text{ kg/m}^3$

a) Bloque cilíndrico para una leva de acero.

Considerando el peso de este bloque $W_{CA} = 25$ kgf, entonces su masa es 25 y su volumen será para el cilindro de acero:

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{25}{7850} = 3.184 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 3184.713 \text{ cm}^3$$

ahora, el volumen del cilindro está dado por:

$$V = \pi r^2 h, \text{ suponiendo } r = 7.5 \text{ cm}$$

$$\text{se tiene que } h = \frac{V}{\pi r^2} = \frac{3184.713}{\pi(7.5)^2} = 18.021 \text{ cm}$$

\therefore los datos del cilindro son: $r = 7.5$ cm y $h = 18.021$ cm

Para el cilindro de latón:

$$V = \frac{25}{8500} = 2.941 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 2941.176 \text{ cm}^3$$

$$h = \frac{2941.176}{\pi(7.5)^2} = 16.643$$

$\therefore r = 7.5$ cm y $h = 16.643$ cm

para el cilindro de plomo

$$V = \frac{25}{11340} = 2.204 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 2204.585 \text{ cm}^3$$

$$h = \frac{2204.585}{\pi(7.5)^2} = 12.475 \text{ cm}$$

$\therefore r = 7.5$ cm y $h = 12.475$ cm

b) Bloque cilíndrico para la leva de aluminio.

El peso de este elemento debe ser de 8.5 kgf, su masa es de 8.5 kg y un radio de 7.5 cm, se tiene:

Cilindro de acero

$$V = \frac{8.5}{7850} = 1.082 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 1082.802 \text{ cm}^3$$

$$h = \frac{1082.802}{\pi(7.5)^2} = 6.127 \text{ cm}$$

$$\therefore r = 7.5 \text{ y } h = 6.127 \text{ cm}$$

Cilindro de latón

$$V = \frac{8.5}{8500} = 10^{-3} \text{ m}^3 = 1000 \text{ cm}^3$$

$$h = \frac{1000}{\pi(7.5)^2} = 5.658 \text{ cm}$$

$$\therefore r = 7.5 \text{ cm y } h = 5.658 \text{ cm}$$

Cilindro de Plomo

$$V = \frac{8.5}{11340} = 7.495 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 749.559 \text{ cm}^3$$

$$h = \frac{749.559}{\pi(7.5)^2} = 4.241 \text{ cm}$$

$$\therefore r = 7.5 \text{ cm y } h = 4.241 \text{ cm}$$

c) Para la leva de encino.

El peso del cilindro $W_{\text{CE}} = 3.1 \text{ kgf}$, entonces su masa es 3.1 kg.

Cilindro de acero

$$V = \frac{3.1}{7850} = 3.949 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 394.904 \text{ cm}^3$$

con un $r = 5 \text{ cm}$

$$h = \frac{394.904}{\pi(5)^2} = 5.028 \text{ cm}$$

$$\therefore r = 5 \text{ cm y } h = 5.028 \text{ cm}$$

Cilindro de latón

$$V = \frac{3.1}{8500} = 3.647 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 364.705 \text{ cm}^3$$

$$h = \frac{364.705}{\pi(5)^2} = 4.643 \text{ cm}$$

$$\therefore r = 5 \text{ cm y } h = 4.643 \text{ cm}$$

Cilindro de plomo

$$V = \frac{3.1}{11340} = 2.733 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 273.368 \text{ cm}^3$$

$$h = \frac{273.368}{\pi(5)^2} = 3.480 \text{ cm}$$

$$\therefore r = 5 \text{ cm y } h = 3.480 \text{ cm}$$

Análisis Comparativo de los Resultados.

	Leva de Acero W = 25		Leva de Aluminio W = 8.5		Leva de Encino W = 3.1	
Cilindro	r [cm]	h [cm]	r [cm]	h [cm]	r [cm]	h [cm]
Acero	7.5	18.021	7.5	6.127	5	5.025
Latón	7.5	16.643	7.5	5.658	5	4.643
Plomo	7.5	12.475	7.5	4.241	5	3.480

De los resultados obtenidos, se observa que para una leva fabricada de acero, el contrapeso es muy grande, por lo que resulta impráctico y antiestético en comparación con la leva de aluminio, en proporción se reduce casi a un tercio de su valor, por este motivo, ésta última se considera adecuada. Las ventajas que presenta son:

- a) Los bloques cilíndricos son pequeños
- b) Fáciles de fabricar
- c) Resulta muy sencillo su manejo y colocación
- d) El bajo costo

El material más adecuado para la fabricación del cilindro es el plomo, porque es el más pequeño con relación al de acero y latón, como puede apreciarse en la tabla de resultados.

Por lo antes mencionado los datos del cilindro de plomo son:

Para una leva de aluminio

- a) Radio $r = 7.5$ cm
- b) Altura $h = 4.241$ cm

V.4.5.2 CALCULO DEL DIAMETRO DE LA VARILLA PORTABLOQUE

Este elemento, no es otra cosa que el vástago de un tornillo con cuerda estándar. Para fines de este trabajo, interesa calcular sólo el diámetro del núcleo y una vez teniéndolo, se propondrá el diámetro de la cuerda.

Recordando el curso de mecánica de materiales, según la teoría de flexión (5), el esfuerzo viene dado por la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{MC}{I} \dots \dots \dots \text{V.5}$$

donde σ es el esfuerzo de flexión

M es el momento flector

C es la distancia del eje neutro a la fibra esforzada

I es el momento de inercia del elemento esforzado

El valor del esfuerzo σ , es extraído de tablas (11) y tiene un valor σ último de fluencia = $250 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$ para un acero de bajo carbono; además si se considera un factor de seguridad F.S. = 2, entonces el esfuerzo admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{\text{último def}}}{F.S.} = \frac{250 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{2} = 125 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Por otra parte, como la varilla es un elemento de sección transversal circular, entonces el momento de inercia $I = \frac{1}{4} \pi r^4$, y C es igual al valor del radio r ($C = r$). Si se sustituyen los valores de σ_{adm} , I y r en la ecuación V.5, se obtiene la siguiente expresión:

$$\sigma_{adm} = \frac{Mr}{\frac{1}{4} \pi r^4} = \frac{4Mr}{\pi r^3} \dots \dots \dots \text{V.6}$$

despejando r de la ecuación V.6

$$r = \sqrt[3]{\frac{4M}{\pi \sigma_{adm}}} \dots \dots \dots \text{V.7}$$

Aplicando esta ecuación para el caso en estudio, se tiene lo siguiente:

Considérese la Fig. V.29 y V.29'

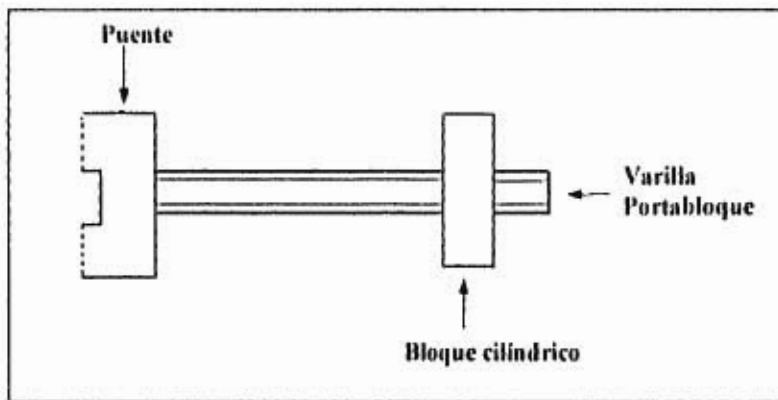


Figura V.29 Elementos del contrapeso.

Esquema del diagrama de cuerpo libre (DCL)

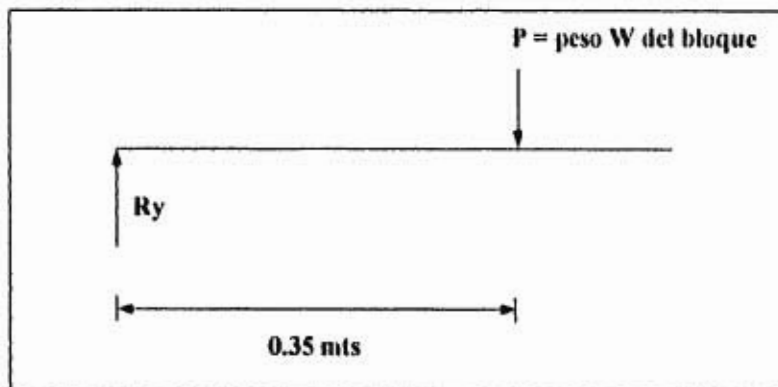


Figura V.29'

De este diagrama se pueden obtener directamente los valores de fuerza cortante y de momento flector mediante el método gráfico, y queda:

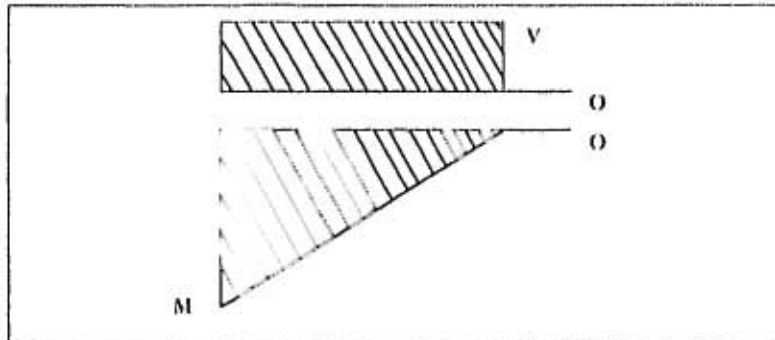


Figura V.30 Esfuerzo cortante y momento flector

Aplicando este procedimiento para determinar el diámetro de la varilla se tiene lo siguiente:

a) Para la leva de acero

$$P = 25 \text{ kgf} = 245.25 \text{ N} = \text{Peso del bloque}$$

$$V = 245.25 \text{ N}$$

$$M = 85.837$$

Aplicando la Ec. V.7

$$r = \sqrt[3]{\frac{4 \times 85837}{125 \times 10^3 \times \pi}} = 0.00956 \text{ m} = 0.956 \text{ cm}$$

$$\therefore d = 2r = 1.912 \text{ cm} \therefore \text{El tornillo es de } 7/8''$$

b) Para la leva de aluminio

$$P = 8.5 \text{ kgf} = 83.385 \text{ N}$$

$$V = 83.385$$

$$M = 29.184$$

Sustituyendo estos valores en la ec. (V.7)

$$r = \sqrt{\frac{4 \times 29.184}{125 \times 10^6 \times \pi}} = 0.00667 \text{ m} = 0.667 \text{ cm}$$

$$\therefore d = 2r = 1.334 \text{ cm} \therefore \text{El tornillo es de } 5/8''$$

c) Para la leva de Encino

$$P = 3.1 \text{ kgf} = 30.411 \text{ N}$$

$$V = 30.411 \text{ N}$$

$$M = 10.64 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Aplicando estos resultados a la ec. (V.7)

$$r = \sqrt{\frac{4 \times 10.64}{125 \times 10^6 \times \pi}} = 0.00476 \text{ m} = 0.476 \text{ cm}$$

$$\therefore d = 2r = 0.953 \text{ cm} \therefore \text{El tornillo es de } (7/16'')$$

V.4.5.3 PUENTE O CONECTOR LEVA-VARILLA

Este elemento no es mas que un bloque metálico en forma de U invertida y cuadrada (←). La razón de fabricar este elemento en la forma señalada, es por la imposibilidad de colocar el peso de corrección en el mismo plano o parte central del rotor, ya que se requiere el paso libre del fleje sobre el perfil de la leva. Por lo tanto, se tienen que fabricar dos discos de radio $R = 60 \text{ mm}$ y 25.4 mm de espesor, que deben estar unidos a ambos lados de la leva donde R es constante, sobre los cuales podrá colocarse el puente, dejando el paso libre de la cinta en la parte central. Ver Fig. V.31

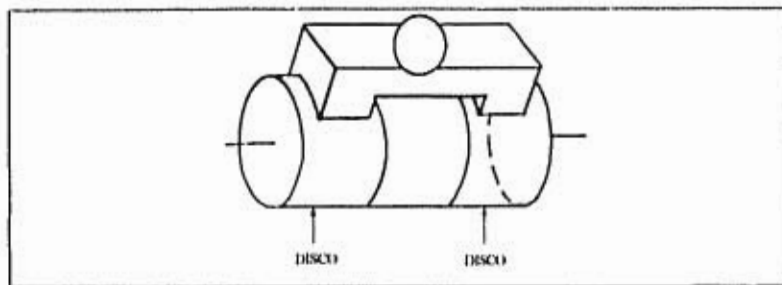


Figura V.31 Puente que permite colocar un solo peso de corrección en lugar de dos.

En la Fig. V.32 se presentan las dimensiones del cilindro, del tornillo y del puente, que corresponden al contrapeso de la leva de aluminio.

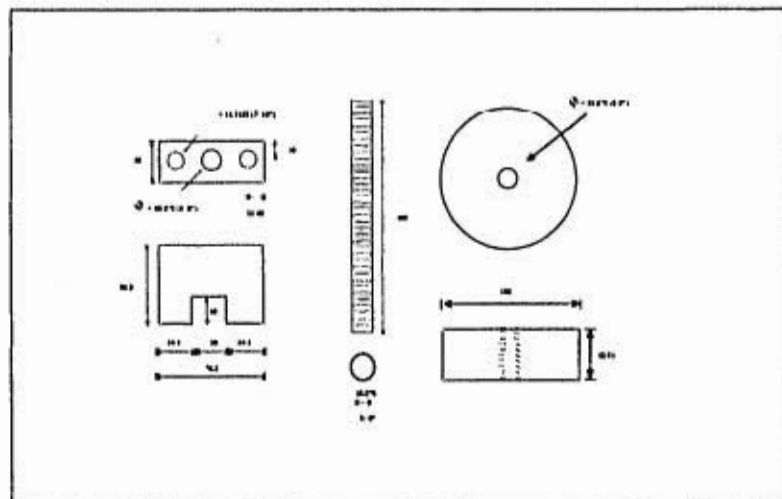


Figura V.32 Puente, tornillo y bloque cilíndrico (Acot.: mm)

V.4.6 EJE DE LA LEVA

Para el cálculo de este elemento, es necesario conocer el peso de la leva y las fuerzas externas que actúan sobre ella, por lo tanto, la fuerza total concentrada en el eje es:

$$F_t = W_{leva} + W_{entrada} + P_{salida} + W_{contrapeso} + W_{fleje \ y \ porta \ pesas}$$

donde $W_{entrada}$ = Fuerza externa aplicada mediante un conjunto de pesas = 25 kg

P_{salida} = Fuerza aplicada a la probeta = 200 kg

$W_{fleje \ y \ portapesas}$ = Peso del fleje y plato portapesas = 1 kg

Por otro lado, el eje debe tener una longitud suficiente para el alojamiento de la leva con sus discos laterales y sus cojinetes. Considerando lo anterior, la longitud mínima debe ser de siete pulgadas, o 0.1778 mts. Con este planteamiento, se tiene la posibilidad de calcular el diámetro del eje.

Aplicando la teoría de diseño de árboles (5), se tiene que:

$$\frac{J}{C} = \frac{\sqrt{(M)^2 + (T)^2}}{\tau \text{ adm}} \dots\dots\dots \text{V.8, además}$$

$$\frac{J}{C} = \frac{\pi}{2} C^3 \dots\dots\dots \text{V.9}$$

donde : J = Momento polar de inercia

C = Radio del árbol

M = Momento de flexión o flector

T = El par de torsión aplicado por el motor

τ_{adm} = Esfuerzo cortante de fluencia admisible.

De tablas, el valor de τ último de fluencia = 145 MPa y considerando un

factor de seguridad igual a 2 se tiene que $\tau_{adm} = \frac{\tau_{\text{último de fluencia}}}{F.S.}$

$$\therefore \tau_{adm} = \frac{145 \text{ MPa}}{2} = 72.5 \times 10^6 \text{ Pa}$$

V.4.6.1 CALCULO DEL EJE PARA LA LEVA DE ACERO.

En este caso, la fuerza total aplicada al eje es:

$$F_T = W_{\text{leva}} + W_{\text{entrada}} + P_{\text{salida}} + W_{\text{contrapeso}} + W_{\text{leje y porta peso}}$$

$$F_T = (31 + 25 + 200 + 25 + 1) \text{ kgf} = 282 \text{ kgf}$$

$$\therefore F_T = 2766.42 \text{ N}$$

El valor del Momento flector, se puede obtener aplicando el método gráfico.

De la fig. V.33 el diagrama de cuerpo libre del sistema: eje-leva-cojinetes.

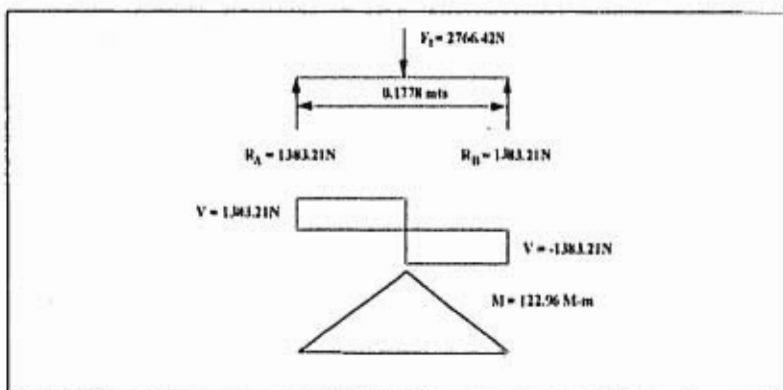


Figura V.33 Método gráfico aplicado al eje de la leva

Como el movimiento del eje no es impulsado mediante un motor eléctrico, entonces el valor del par de torsión $T=0$.

Al sustituir estos datos en la ec V.8 queda:

$$\frac{J}{C} = \frac{\sqrt{(122.967)^2}}{725 \times 10^6} 1.696 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

utilizando la ec. V.9

$$\frac{J}{C} = \frac{\pi}{2} C^3 = 1.696 \times 10^{-6} \text{ m}^3; \text{ donde}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.696 \times 10^{-6}}{\pi}} = 0.01025 \text{ m} = 1.025 \text{ cm}$$

$\therefore d = 2c = 2.05 \text{ cm}$. Como no existen baleros comerciales con este diámetro interior, se propone un eje de 7/8" que equivale a 2.2225 cm.

V.4.6.2 CALCULO DE EJE PARA LA LEVA DE ALUMINIO

La fuerza total será

$$F_T = W_{\text{leva}} + W_{\text{entrada}} + P_{\text{salida}} + W_{\text{contrapeso}} + W_{\text{deje y pestajeros}}$$

$$F_T = 11 + 25 + 200 + 8.5 + 1 = 245.5 \text{ Kgf.}$$

$$\therefore F_1 = 2408.355 \text{ N}$$

Refiriéndose a la Fig. V.33, los nuevos valores de los datos de las gráficas son:

$$F_T = 2408.355 \text{ N}$$

$$R_A = 1204.177 \text{ N} = R_B$$

$$V = 1204.177 \text{ N y } -1204.177 \text{ N}$$

$$M = 107.051 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Sustituyendo estos valores en la ec. V.8

$$\frac{J}{C} = \frac{\sqrt{(107.051)^2}}{72.5 \times 10^5} = 1.476 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Igualando este valor con la ec. V.9

$$\frac{J}{C} = \frac{\pi}{2} C^3 = 1.476 \times 10^{-4}, \text{ por lo tanto}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.476 \times 10^{-4}}{\pi}} = 0.00979 \text{ m} = 0.979 \text{ cm}$$

Entonces $d = 2C = 1.958 \text{ cm}$, lo cual indica que para esta leva, el diámetro del eje propuesto es de 7/8" por ser el comercial.

V.4.6.3 CALCULO DEL EJE PARA LA LEVA DE MADERA (ENCINO)

$$F_T = W_{\text{leva}} + W_{\text{entrada}} + P_{\text{salida}} + W_{\text{contrapeso}} + W_{\text{fleje y portapeso}}$$

$$F_T = 4 + 25 + 200 + 3.1 + 1 = 233.1 \text{ kgf.}$$

$$F_T = 2286.711 \text{ N}$$

Calculando los nuevos datos de V y M de la misma forma que lo indica la Fig. V.33, se tiene

$$R_A = R_B = 1143.355 \text{ N}$$

$$V = 1143.355 \text{ N y } -1143.355 \text{ N}$$

$$M = 101.644 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Si se aplican estos datos en la ec. V.8 queda:

$$\frac{J}{C} = \frac{\sqrt{(10164)^2}}{725 \times 10^6} = 1.401 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Al sustituir este valor en la ec V.9 resulta:

$$\frac{J}{C} = \frac{\pi}{2} C^4 = 1.401 \times 10^{-6} \text{ m}^4, \text{ de donde}$$

$$C = \sqrt[4]{\frac{2 \times 1.401 \times 10^{-6}}{\pi}} = 0.00962 \text{ m} = 0.962 \text{ cm}$$

entonces el valor de $d = 2C = 1.925 \text{ cm}$. En este caso, el criterio es igual al de los dos anteriores, pues se escoge un valor que exista comercialmente, de diámetro interior de balero y así proponer el eje, de este modo el eje que se propone para esta leva es: $d = 7/8''$.

La figura V.34 muestra el dibujo del eje.

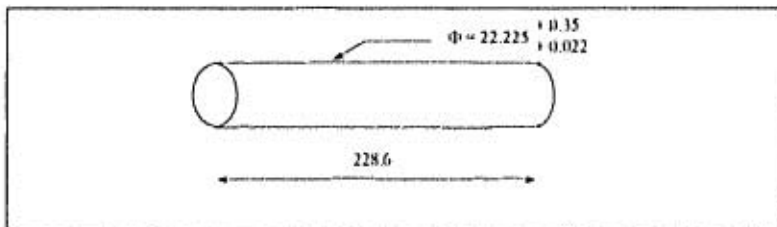


Figura V.34 Eje de la leva (Acot: mm)

V.4.7 COJINETES DE RODAMIENTO.

Es el resultado del desarrollo de los de deslizamiento, hasta llegar a los de rodadura. Donde, entre la superficie del eje y la del orificio, se montan piezas del mismo, que se acoplan para contener cuerpos rodantes que se muevan entre la superficie giratoria y la de reposo del cojinete. Estos cuerpos rodantes son sostenidos por retenes especiales a sus correspondientes vías de rodadura ver. Fig. V.35 (46).

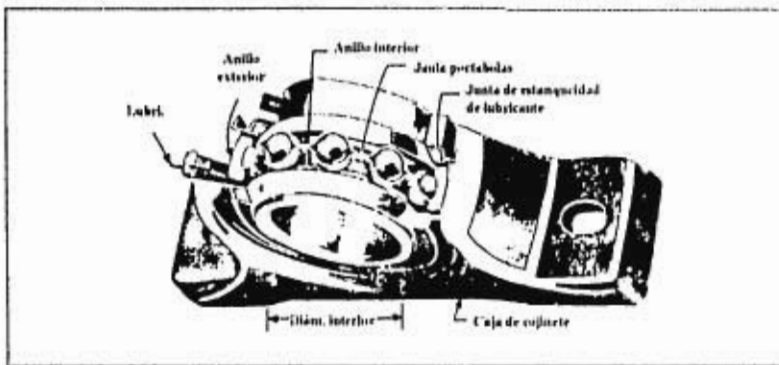


Fig. V.35 Rodamiento rígido de una sola hilera de bolas montado en su caja de cojinete
Tomado de Diseño de Elementos de Máquinas Faires.

Se desarrollaron además distintos tipos y formas de los cuerpos rodantes (de bolas, rodillos cilíndricos y cónicos), para soportar cargas radiales, de empuje o combinación de ambas.

Los cojinetes de rodamiento se adquieren listos para su montaje, y tienen la ventaja de poseer un menor rozamiento que los de deslizamiento. El esfuerzo de fricción de rodadura vale sólo 1/10 del esfuerzo de fricción de deslizamiento, pero son en cambio, más sensibles a los golpes y al ensuciamiento.

En comparación con los de deslizamiento, los de rodamiento requieren una mayor exactitud en su ajuste y en su montaje. Un cojinete de rodamiento está constituido de dos anillos y sus correspondientes vías de rodadura, las cuales contienen los cuerpos rodantes. Uno de los anillos está fijo y el otro gira. El anillo adaptado a la carcasa del soporte (llamado también anillo exterior) es el que está en reposo, mientras que el que va montado sobre el eje (llamado también anillo interior) gira con él.

El retén que mantiene a los cuerpos rodantes a una determinada distancia se llama jaula. Los cojinetes estandarizados de ranura profunda (bolas) y de una sola hilera están diseñados para soportar cargas radiales, pero la experiencia ha demostrado que también algunas de empuje. Ver Fig. V.36 (48).

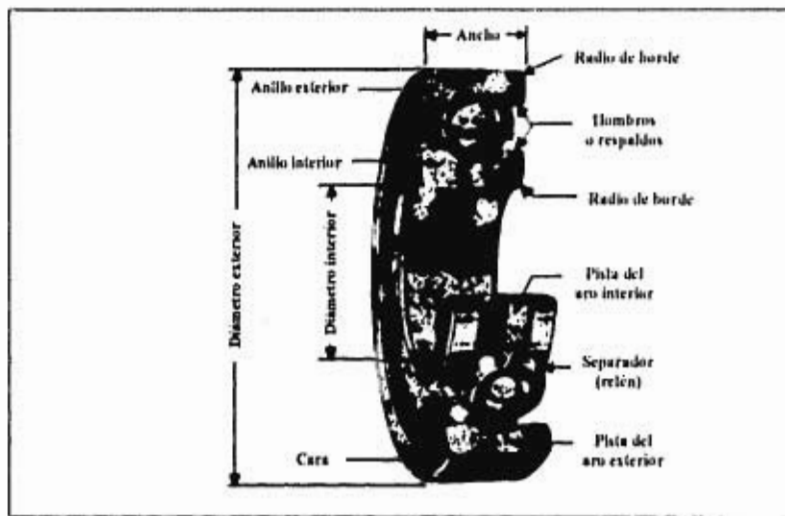


Fig. V.36 Nomenclatura de un cojinete de bolas. (Cortesía de la New-Departure-Hyatt Division, General Motors Corporation.) Tomado de Diseño de Ingeniería Mecánica Shigley.

La teoría básica para el diseño y fabricación de este tipo de cojinetes, está desarrollada y publicada por SKF, para realizar una selección adecuada, de acuerdo a capacidad de carga, tipo de carga y velocidad límite. Para las condiciones de este trabajo, donde se manejan cargas estáticas en forma radial, se presenta la siguiente tabla V.7 con los diámetros más representativos.

Rodamiento rígidos de bolas (series en pulgadas)

d $\frac{1}{4}$ - $5 \frac{1}{2}$, pulg.

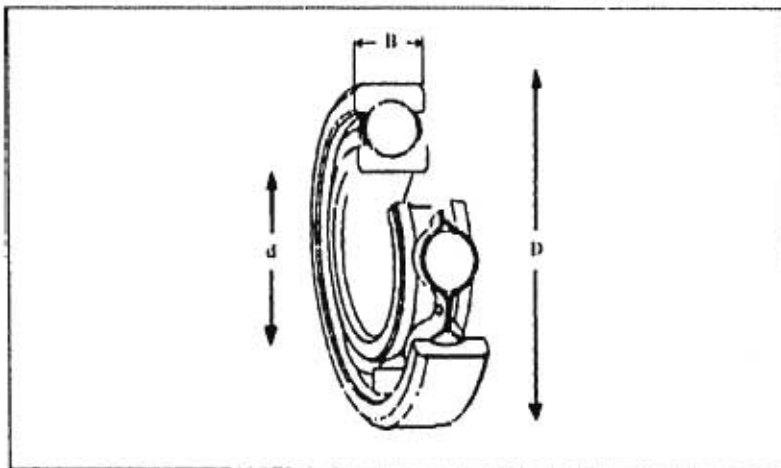


Figura correspondiente a la Tabla V.7.

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de Velocidad		Masa	Designación
d	H	B	C ⁰	C ₁₀	Límite a ser cumplido		kg	
mm	mm	mm	N	kgf	r/min	m/s		
1/2	6	10	1000	965	12000	18000	0.060	RL 2
3/4	8	14	2300	1340	20000	30000	0.090	RL 3
1	10	18	4700	2590	22000	28000	0.137	RL 4
1 1/4	1 1/4	22	4700	2590	20000	26000	0.143	RL 5A
	1 1/4	22	5200	2800	18000	24000	0.129	RL 5
1 1/2	1 1/2	26	7100	4000	18000	24000	0.159	RL 5B
	1 1/2	26	10000	6200	16000	19000	0.12	RL 5A
1 3/4	1 3/4	30	8100	3900	16000	19000	0.145	RL 6
	1 3/4	30	9000	4300	14000	17000	0.106	LL 7
2	2	34	9000	4300	15000	18000	0.12	RL 6B
	2	34	12000	7100	14000	17000	0.116	RL 6B
2 1/4	2 1/4	38	9000	4300	14000	17000	0.173	LL 8
	2 1/4	38	11000	7100	14000	17000	0.12	RL 7
2 1/2	2 1/2	42	14000	10000	12000	14000	0.21	RL 7B
	2 1/2	42	11000	5500	12000	14000	0.177	LL 9
2 3/4	2 3/4	46	11000	5500	10000	12000	0.17	RL 8
	2 3/4	46	10000	5000	10000	12000	0.166	LL 10
3	3	50	15000	7800	10000	12000	0.22	RL 9
	3	50	20000	11400	9000	11000	0.17	RL 9B
3 1/4	3 1/4	54	10000	5000	10000	12000	0.25	LL 11
	3 1/4	54	11000	5500	9000	11000	0.20	RL 10B
3 1/2	3 1/2	58	15000	7800	9000	11000	0.20	RL 10B
	3 1/2	58	25000	12700	8000	10000	0.16	RL 10B
3 3/4	3 3/4	62	10000	5000	8000	10000	0.25	RL 11
	3 3/4	62	11000	5500	8000	10000	0.23	RL 11B
4	4	66	11000	5500	8000	10000	0.25	RL 12
	4	66	22000	15000	7000	9000	0.18	RL 12B
4 1/4	4 1/4	70	14000	7800	7000	9000	0.20	RL 13
	4 1/4	70	20000	11400	6000	8000	0.16	RL 13B
4 1/2	4 1/2	74	14000	7800	6000	8000	0.21	RL 14
	4 1/2	74	20000	11400	5000	7000	0.16	RL 14B
4 3/4	4 3/4	78	14000	7800	5000	7000	0.21	RL 15
	4 3/4	78	18000	9000	4000	6000	0.15	RL 15B
5	5	82	18000	9000	4000	6000	0.22	RL 16
	5	82	22000	11400	3000	5000	0.15	RL 16B
5 1/4	5 1/4	86	18000	9000	3000	5000	0.22	RL 17
	5 1/4	86	22000	11400	2000	4000	0.12	RL 17B
5 1/2	5 1/2	90	18000	9000	2000	4000	0.22	RL 18
	5 1/2	90	22000	11400	1500	3000	0.10	RL 18B
5 3/4	5 3/4	94	18000	9000	1500	3000	0.22	RL 19
	5 3/4	94	22000	11400	1000	2000	0.08	RL 19B
6	6	98	18000	9000	1000	2000	0.22	RL 20
	6	98	22000	11400	800	1500	0.07	RL 20B
6 1/4	6 1/4	102	18000	9000	800	1500	0.22	RL 21
	6 1/4	102	22000	11400	600	1000	0.06	RL 21B
6 1/2	6 1/2	106	18000	9000	600	1000	0.22	RL 22
	6 1/2	106	22000	11400	400	800	0.05	RL 22B
6 3/4	6 3/4	110	18000	9000	400	800	0.22	RL 23
	6 3/4	110	22000	11400	300	600	0.04	RL 23B
7	7	114	18000	9000	300	600	0.22	RL 24
	7	114	22000	11400	200	400	0.03	RL 24B
7 1/4	7 1/4	118	18000	9000	200	400	0.22	RL 25
	7 1/4	118	22000	11400	150	300	0.03	RL 25B
7 1/2	7 1/2	122	18000	9000	150	300	0.22	RL 26
	7 1/2	122	22000	11400	100	200	0.02	RL 26B
7 3/4	7 3/4	126	18000	9000	100	200	0.22	RL 27
	7 3/4	126	22000	11400	80	150	0.02	RL 27B
8	8	130	18000	9000	80	150	0.22	RL 28
	8	130	22000	11400	60	100	0.02	RL 28B
8 1/4	8 1/4	134	18000	9000	60	100	0.22	RL 29
	8 1/4	134	22000	11400	40	80	0.02	RL 29B
8 1/2	8 1/2	138	18000	9000	40	80	0.22	RL 30
	8 1/2	138	22000	11400	30	60	0.02	RL 30B
8 3/4	8 3/4	142	18000	9000	30	60	0.22	RL 31
	8 3/4	142	22000	11400	20	40	0.02	RL 31B
9	9	146	18000	9000	20	40	0.22	RL 32
	9	146	22000	11400	15	30	0.02	RL 32B
9 1/4	9 1/4	150	18000	9000	15	30	0.22	RL 33
	9 1/4	150	22000	11400	10	20	0.02	RL 33B

TABLA V.7 CATALOGO SKF

Existen otras tablas del catálogo general SKF (49), con nueva teoría para su mantenimiento, que permite obtener una duración mucho mayor a la prevista. Para su elección y fabricación, se continúa aplicando la teoría básica anterior, pero se reportan sus dimensiones en mm, y se dan otras alternativas de protección a través de placas y resaltes. Ver tabla V.8

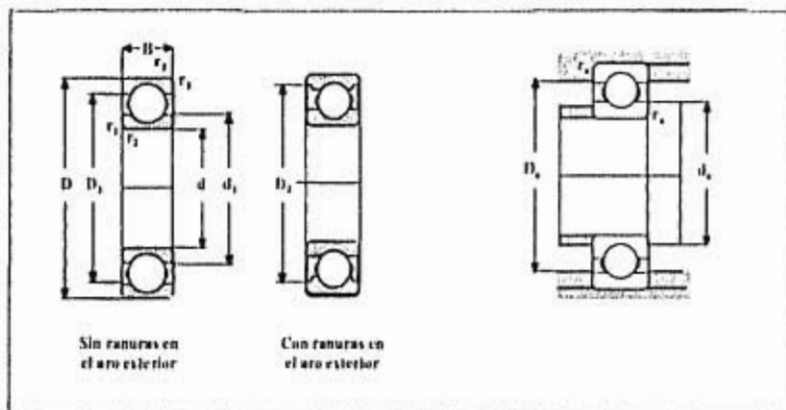


Figura correspondiente a la Tabla V.8.

Dimensiones		Capacidad		Carga		Velocidad		Masa		Frugacion										
[mm]		[kg]		[mm]		[mm/min]		[kg]		[mm/min]										
d	D	B	r	r ₁	r ₂	d ₁	d ₂	m	m ₀	Límites inferiores		Distancias de ajuste								
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	d ₁	d ₂	L ₁	L ₂	r ₁	r ₂	L ₃	L ₄	r ₃	r ₄	
15	24	3	1500	400	14	20000	3000	0.0074	61002	15	17.9	21.1	-	0.1	17	22	0.1			
	24	7	4010	2000	85	20000	6000	0.016	61017		18.4	23.1	-	0.1	17	26	0.1			
	32	8	5500	2600	120	22000	20000	0.025	10002		20.2	23	24.2	0.1	17	30	0.1			
	32	9	5700	2400	120	22000	20000	0.030	6002		20.2	23	24.2	0.1	17	30	0.1			
	35	11	1000	1500	160	10000	20000	0.045	6202		21.5	29.2	30.4	0.6	19	31	0.6			
	42	13	13000	5000	228	13000	20000	0.082	6102		21.7	31.9	36.3	1	20	37	1			
17	27	5	1600	900	39	20000	3000	0.0092	61003	17	20.2	23.2	-	0.1	19	24	0.1			
	30	7	4160	2120	58	22000	20000	0.018	61013		20.4	26.7	-	0.1	19	28	0.1			
	35	8	6050	3200	131	10000	20000	0.032	10003		22.7	29.5	31.2	0.1	19	31	0.1			
	35	10	6050	3200	111	10000	20000	0.039	6003		22.7	29.5	31.2	0.1	19	31	0.1			
	40	12	9560	4700	200	13000	20000	0.065	6203		24.2	32.9	35	0.6	24	36	0.6			
	47	14	11500	6500	275	10000	19000	0.12	6003		26.5	37.6	47.6	1	22	42	1			
	62	17	22000	10000	455	12000	15000	0.27	6003		32.4	47.4	-	1.1	23.5	55.5	1			
20	32	7	2700	1500	65	10000	20000	0.019	61004	20	24	21.1	-	0.1	22	30	0.1			
	37	9	4370	1600	156	10000	22000	0.038	61004		25.6	31.4	-	0.1	22	35	0.1			
	42	8	6800	4000	175	13000	20000	0.070	10004		27.1	34.6	-	0.1	22	40	0.1			
	42	12	9360	5000	212	13000	20000	0.090	6004		27.2	35.1	37.2	0.6	24	38	0.6			
	47	14	12700	6500	280	15000	18000	0.11	6204		28.5	38.7	40.6	1	25	42	1			
	52	15	15000	7000	335	13000	16000	0.14	6304		30.8	43.7	44.8	1.1	26.5	45.5	1			
	72	19	30700	15000	640	10000	13000	0.40	6004		33.1	55.6	-	1.1	26.5	65.5	1			
25	37	7	4360	2000	123	13000	20000	0.022	61005	25	28.9	33.15	-	0.1	27	35	0.1			
	42	9	6630	4000	176	10000	19000	0.045	62005		30.2	36.8	-	0.1	27	40	0.1			
	47	8	7610	4700	212	14000	17000	0.060	10005		33.1	40.7	-	0.1	27	45	0.1			
	47	12	11200	6500	275	15000	18000	0.080	6005		32	40.5	42.1	0.6	29	43	0.6			
	52	15	14000	7000	335	12000	15000	0.13	6205		34	44.2	46.1	1	30	47	1			
	62	17	22500	11000	490	11000	14000	0.23	6305		36.6	50.9	52.7	1.1	31.5	55.5	1			
	80	21	35000	19000	815	9000	11000	0.53	6005		45.4	63.8	-	1.1	31	72	1.1			
30	42	7	4400	2000	146	15000	18000	0.027	61006	30	33.7	38.5	-	0.1	32	40	0.1			
	47	9	7200	4500	212	14000	17000	0.051	62006		35.2	41.8	-	0.1	32	45	0.1			
	55	9	11200	7300	310	12000	15000	0.085	10006		38	47.5	-	0.1	32	53	0.1			
	55	13	13000	8300	353	12000	15000	0.12	6006		38.2	47.1	49	1	35	50	1			
	62	16	19500	11200	475	10000	13000	0.21	6206		40.8	52.7	54.1	1	35	57	1			
	72	19	28300	16000	670	9000	11000	0.35	6306		44.6	59.9	61.9	1.1	36.5	65.5	1			
	90	23	43600	23000	1000	8500	10000	0.74	6006		50.1	70.1	-	1.1	38	82	1.1			

TABLA V.8 CATALOGO GENERAL SKF 1989

V.4.7.1 CONSIDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DE COJINETES (50).

- 1) Cuando los momentos de arranque son altos, los cojinetes de rodamiento son mejores, debida a la acción gimtoria de las bolas o los rodillos.
- 2) Los cojinetes de rodamientos no son tan silenciosos como los cojinetes de casquillo, especialmente a altas velocidades de funcionamiento.
- 3) Cuando la dimensión axial es limitada se prefieren cojinetes de rodamiento y en caso de que la dimensión radial sea limitada se eligen cojinetes de casquillo.
- 4) Cuando se desea hacer aislamiento eléctrico, la película de aceite ayudará a proporcionar el aislamiento.
- 5) Los cojinetes de rodamiento dan una advertencia (haciéndose ruidosos) cuando la falla es inminente, mientras que en los cojinetes de casquillo la falla ocurre repentinamente, siendo más desastrosos los resultados.
- 6) Los cojinetes de rodamiento pueden soportar cargas radiales y axiales o combinadas (con excepción de los cojinetes de rodillos rectos).
- 7) Los cojinetes de rodamiento pueden precargarse, si así se desea, con el fin de reducir las deformaciones de los cojinetes y obtener mayor exactitud, como en el caso de las máquinas herramientas.
- 8) El juego debe ser mucho menor en los cojinetes de rodamientos que en los cojinetes de casquillo, a fin de obtener gran exactitud en la colocación de las partes de una máquina, tales como engranajes.
- 9) Los cojinetes de rodamientos pueden engrasarse antes del montaje, con lo cual se evita el mantenimiento posterior. Cuando se utiliza aceite para

lubricar cojinetes de rodamientos, el problema de la lubricación generalmente es mucho más sencillo que el que se presenta con cojinetes ordinarios.

10) Los cojinetes de rodamiento pueden soportar altas sobrecargas por periodos cortos.

V.4.7.2 TIPO DE LUBRICANTE EN LOS COJINETES DE RODADURA

Tanto el aceite como la grasa, son buenos lubricantes para este tipo de cojinete. Pero en algunos casos uno es mejor que el otro. Por lo tanto, las siguientes reglas ayudaran a decidir entre ambos. Ver tabla V.9.

Empléese grasa cuando	Empléese aceite cuando
1. La temperatura no es mayor de 90 °C (200 °F)	1. Las velocidades son altas
2. La velocidad es baja.	2. Las temperaturas son elevadas.
3. Se requiere protección especial contra la entrada de materias extrañas	3. Se usan fácilmente sellos a prueba de aceite
4. Se desean alojamientos sencillos para los cojinetes	4. El tipo de cojinete no es adecuado para lubricación con grasa.
5. Se necesita operar en periodos largos sin proporcionar atención	5. El cojinete se lubrica desde un sistema central que sirve también para otras piezas de máquinas

TABLA V.9 FUENTE DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA SHIGLEY.

En un cojinete de rodamiento (balero) la fricción inicial es aproximadamente igual al doble de la que hay a la velocidad de funcionamiento, y por tanto, es despreciable en comparación con el rozamiento inicial de un cojinete de casquillo (47).

Los rodamientos de bolas se usan para muy amplias aplicaciones, son adecuadas para alta velocidad de funcionamiento y requieren poca atención en servicio. Estos rodamientos en su diseño básico se fabrican abiertos por los dos lados, también con un ranurado en los rebordes del aro exterior para alojar placas de protección o de obturación; ver Fig. V.37.

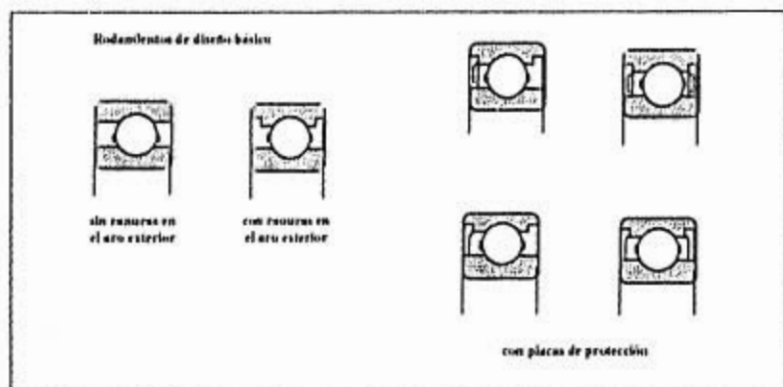


Fig. V.37 Rodamientos de diseño básico.

Los rodamientos con placas de protección en ambos lados vienen lubricados de fábrica con una grasa adecuada de base litica que tiene buenas propiedades antioxidantes. Los rodamientos están lubricados de por vida y no necesitan mantenimiento y se designan con la serie Z ó 2Z para las series 60, 62 y 63. Estos rodamientos por ningún motivo se deben calentar o lavar antes de su montaje. La duración de la grasa a menudo es mayor que la duración del propio rodamiento.

La experiencia obtenida en la práctica, han demostrado que en condiciones especiales, los rodamientos SKF alcanzan una duración mucho más larga de lo previsto, (la vida media es aproximadamente cinco veces la vida nominal) especialmente cuando es sometido a cargas pequeñas. Estas condiciones especiales, tiene lugar cuando los caminos de rodadura están eficazmente separadas por una película la lubricante, y cuando el daño que provocan los contaminantes en la superficie, se ven limitados por un buen sistema de protección. La lubricación con grasa, presenta una buena ventaja con respecto a la de aceite, ya que es más fácil retenerla en la posición de rodamientos, esta grasa debe llenar totalmente los cuerpos rodantes, mientras que el espacio libre del cojinetes debe llenarse parcialmente (entre un 30 y un 50%) (49).

V.4.7.3 CRITERIOS DE SELECCION DE RODAMIENTOS EN BASE A LA CAPACIDAD ESTATICA (49)

Existen casos especiales, en que los rodamientos se ven sometidos a condiciones para los cuales no fueron diseñados. Los cojinetes trabajan eficazmente a determinadas velocidades, las cuales les permite tener una buena lubricación, de tal manera que superan fácilmente su vida nominal. En los siguientes casos se presentan condiciones de trabajo para los cuales se requiere cumplir con un factor de seguridad S_o , para no superar la deformación permanente de 0.0001 del diámetro de las bolas y estos son:

- ◆ Se usa en los cálculos cuando los rodamientos giran a velocidades muy bajas, cuando están sometidos a movimientos lentos de oscilación o cuando están estacionarios bajo carga durante ciertos periodos.
- ◆ Cuando se trata de rodamiento estacionario sometido a cargas continuas o intermitentes (choques).

- ◆ Cuando el rodamiento efectúa movimiento lentos de alineación o oscilación bajo carga.
- ◆ Cuando el rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas y sólo se necesita alcanzar una vida corta.
- ◆ Cuando el rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque durante una fracción de revolución, además de las cargas de trabajo normales (49).

En todos estos casos, la capacidad de carga del rodamiento no viene determinada por la fatiga del material, sino por la deformación permanente originada en los puntos de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura. Las cargas que actúan sobre un rodamiento estacionario, o sobre un rodamiento que efectúa movimientos lentos de oscilación, así como las cargas de choque que sólo actúan durante una fracción de revolución sobre un rodamiento giratorio, dan lugar a abolladuras sobre las superficies de los elementos rodantes y a la formación de huellas en los caminos de rodadura o uniformemente en posiciones correspondientes a la distancia que separa a los elementos rodantes. Si la carga actúa durante varias revoluciones del rodamiento, la deformación se distribuirá por igual por todo el camino de rodadura. Las deformaciones permanentes originadas en un rodamiento pueden dar lugar a vibraciones en dicho rodamiento, así como a un funcionamiento ruidoso y aumento del rozamiento. Estas deformaciones también pueden dar lugar a un aumento del juego interno o provocar cambios en el tipo de ajuste. Por lo tanto, es necesario asegurar que no se produzcan deformaciones permanentes o que éstas sean muy pequeñas (menos a 0.0001 del diámetro del elemento rodante) y para conseguirlo se deberá seleccionar un rodamiento que tenga una capacidad de carga estática lo suficientemente elevada cuando la aplicación exija que el rodamiento cumpla algunos de los siguientes requisitos.

- ◆ Funcionamiento silencioso (por ejemplo en motores eléctricos)
- ◆ Funcionamiento sin vibraciones (por ejemplo, en máquinas-herramienta)
- ◆ Un par de rozamiento constante (por ejemplo, en equipo de medición y en aparatos para realizar ensayos)
- ◆ Un bajo rozamiento en el arranque bajo carga (por ejemplo, en grúas)

Cuando el tamaño de rodamiento requerido se determina en base a la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad S_0 que representa la relación entre la capacidad de carga estática nominal C_0 y la carga estática equivalente P_0 , para calcular la capacidad de carga estática necesaria, se puede determinar mediante la siguiente ecuación.

$$C_0 = S_0 P_0 [N] \dots\dots\dots V.10$$

En la tabla V.10 se dan valores del factor de seguridad estático S_0 , basados en la experiencia sobre rodamientos de bolas y de rodillos para varias clases de funcionamiento y exigencias de rotación suave. A temperaturas elevadas, la capacidad de carga estática del rodamiento disminuye.

Valores orientativos para el factor de seguridad estático S_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos estacionarios	
	Repermiendo relativos al funcionamiento silencioso							
	m importante		normal		alto			
	Rodillos	Rodillos	Rodillos	Rodillos	Rodillos	Rodillos	Rodillos	Rodillos
	bolos	rodillos	bolos	rodillos	bolos	rodillos	bolos	rodillos
Suave, sin vibraciones	0.5	1	1	1.5	2	3	0.4	0.8
Normal	0.5	1	1	1.5	2	3.5	0.5	1
Cargas de choque notables ¹⁾	≥ 1.5	≥ 2.5	≥ 1.5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para rodamientos axiales de rodillo o r6cula es aconsejable utilizar $S_0 \geq 4$

1) Cuando no se conoce la magnitud de la carga, deben usarse valores de S_0 por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar a S_0 valores menores.

TABLA V.10 CODIGO GENERAL SKF

V.4.7.4 SELECCION DEL COJINETE

Para este caso en particular, se encontr6 que el rodamiento trabaja solo bajo carga radial. Por lo tanto P_0 es la m6xima carga, a la cual est6 sometido cada rodamiento, y cuya magnitud es de 1388.115N en placa de acero, adem6s se cuenta con el valor del di6metro menor del cojinete que va montado al eje, y es igual a $7/8$ Pulg. De la tabla (V.7), se selecciono en la primera columna $7/8$ ", y de este valor una $C_0 = 5700N$ contenido, en el primer rengl6n, en este mismo rengl6n se indica un balero de designaci6n EF8 con un di6metro menor $D = 17/8$ ", adem6s de otros datos.

Comprobación de la capacidad de carga estática.

Para rodamientos dinámicamente cargados, que hallan sido seleccionados en base a su vida nominal, se aconseja comprobar por medio de la siguiente ecuación V.11, si su capacidad de carga es la adecuada, siempre que se cuente con el valor de la carga estática equivalente (en caso que se tengan componentes radial y axial convertir a equivalente, procedimiento en el catálogo general SKF) del rodamiento.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \dots\dots\dots V.11$$

Si el valor de S_0 obtenido a partir de esta ecuación resulta inferior al valor recomendado en la tabla V.10, se deberá seleccionar otro rodamiento que tenga una mayor capacidad de carga estática.

Aplicado esta fórmula al caso de los cojinetes de la leva se obtiene.

$$S_0 = \frac{5700}{1388.115} = 4.11 \Rightarrow S_0 \approx 4$$

Si comparamos este resultado del factor de seguridad, con los mínimos recomendados por la tabla V.10, se tiene que, se superan fácilmente. Este procedimiento para cojinetes sometidos a movimientos lentos, se puede aplicar a cada uno de los materiales, con los que se pretende fabricar la leva, obteniendo para cada uno sus correspondientes P_0 , d y habiendo elegido el tipo de balero.

V.4.8 OPRESOR DEL FLEJE

Es un elemento que tiene como objetivo, evitar que se deslice el fleje al girar la leva cuando ésta se encuentre trabajando (la rotación debida a la acción de la carga externa aplicada). Tal efecto se debe a la acción opresora de un tornillo de $\frac{1}{8}$ " y $1 \frac{1}{2}$ " contenido en la parte superior del elemento de acero 1018 rolado en frío, muy

similar al puente del contrapeso, Ver Fig. V.38. La particularidad de esta pieza es su ensamble con la leva, pues deberá atornillarse a las caras laterales de ésta, con tornillos de cabeza hexagonal de $\frac{1}{4}$ " y $\frac{7}{16}$ ".

Para evitar que la presión ejercida por el tornillo hallen deforme al fleje, es necesario que entre éste y la cinta, se coloque una placa del mismo material con las dimensiones propuestas en la figura siguiente.

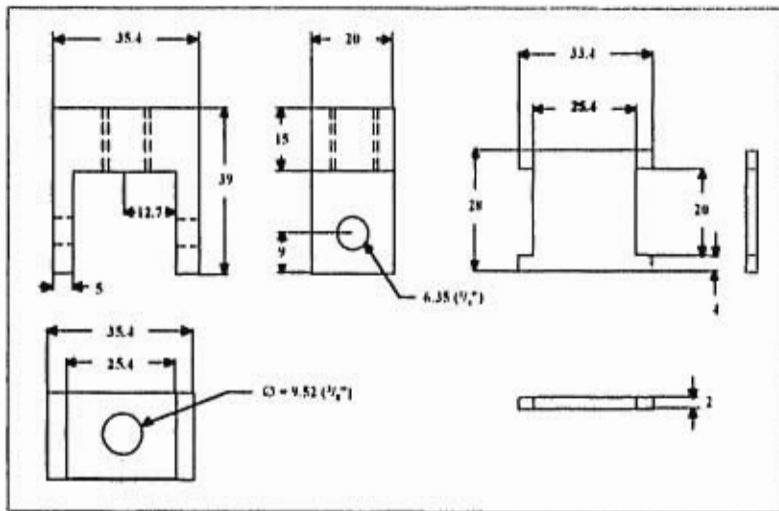


Fig. V.38 OPRESOR DEL FLEJE (Aco: mm)

V.4.9 FLEJE Y PLATO PORTAPESAS

El esfuerzo de tensión aplicado a la probeta se debe a la cinta de acero que sujeta a la mordaza superior en un extremo, y por el otro cuelga sobre sí, un conjunto de pesas mediante un plato. Tal elemento, puede adquirirse en Aceros Fortuna con la clave C75R (Recocido).

Las características que este fleje debe tener son:

Longitud = 2m

Ancho = 2.54 cm.

Espesor = 1 mm.

Por otra parte, los elementos que deben ir unidos a dicha cinta son una varilla de acero 1018 de diámetro igual a $\frac{1}{4}$ " de 45 cm de longitud y un disco del mismo acero de 50 mm de radio y $\frac{1}{8}$ " de espesor. Estos en conjunto sirven de plato portapesas. Los detalles de tales componentes aparecen en la Fig. V.39.

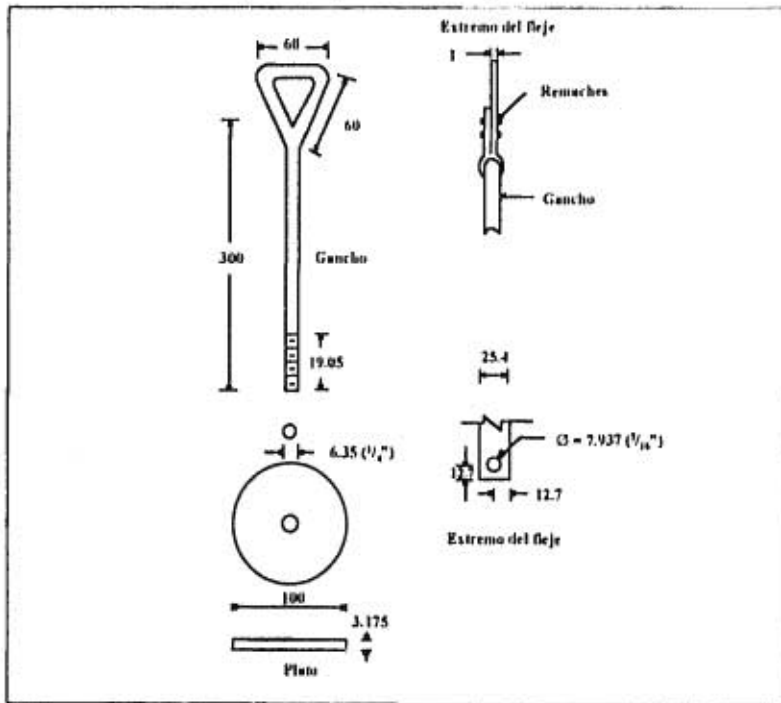


Fig. V.39 Fleje y plato portapesas (Acot:mm)

V.4.10 PESAS DE CARGA

Los elementos importantes, para aplicar carga con esta máquina, son las pesas conocidas comercialmente como contrapesos. Para este caso, al colocarlas provocan un esfuerzo en la probeta cumpliendo con el objetivo. Se encuentran con una variedad de $\frac{1}{2}$, 1, 2 kg en cualquier tienda especializada. Estas se colocan en el plato y gancho portapesas a través de la ramira que poseen.

V.4.11 SISTEMA DE SUJECION DE LA PROBETA

Este se compone de dos elementos principalmente, el primero es la mordaza superior y la segunda es la inferior, la cual lleva un collarín cuya función es para que se sostenga un tubo de cuarzo (cuando el ensayo es de atmósfera controlada) que envuelve a la probeta y parte de ambas mordazas.

Se propone que tal sistema sea sólo para probetas planas ya que su construcción y montaje es muy sencillo, además que sus características ya han sido tomadas en cuenta como parámetros de diseño para la leva.

El problema fundamental que aquí se presenta, es elegir el tipo de acero que resista las elevadas temperaturas, además de la carga al que se encuentra sometido. Para tal efecto, Aceros Fortuna distribuye el acero 12A cuyas características principales se muestran a continuación:

ACERO REFRACTARIO 12A (51)

Composición química

C	Si	Mn	Cr	Ni
0.25	1.5	2.0	25	20

Propiedades Mecánicas (51)

$$\sigma_{\text{tracción}} = 60 - 75 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Límite elástico min.} = 30 \text{ kg/mm}^2$$

$$\rho = 7.89 / \text{cm}^3$$

$$\text{Punto de fusión} = 1380 \text{ }^\circ\text{C}$$

Una vez que se cuenta con los datos anteriores, ya se puede calcular el diámetro necesario de la sección transversal de las mordazas, que resistan una carga de tensión de 200 kg.

Considérese el diagrama de cuerpo libre de la Fig. V.40 que servirá para los dos elementos en cuestión.

Datos:

$$\sigma_{\text{fluencia}} = 30 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \times \frac{9.81\text{N}}{1\text{kg}} \times \left(\frac{1000\text{mm}}{1\text{m}}\right)^2 = 294.3 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\text{F.S.} = 3.3$$

$$P = 200\text{kg} = 1962\text{N}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{294.3 \times 10^6}{3.3} = 89.1818 \times 10^6 \text{ Pa}$$

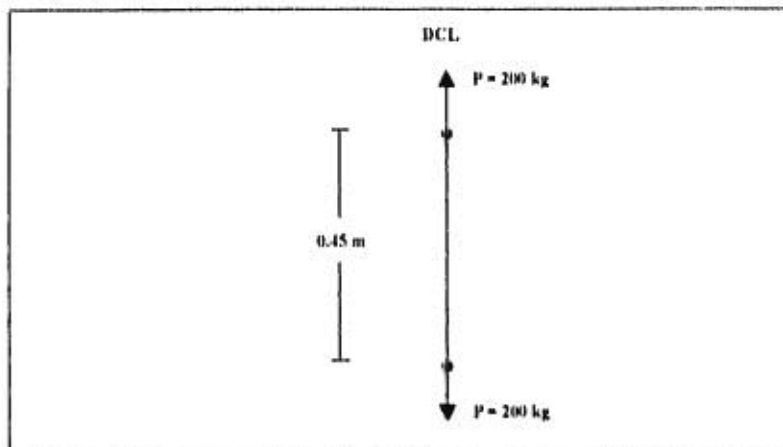


Fig. V.40

El esfuerzo axial de tensión está dado por

$$\sigma_{adm} = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{4P}{\pi D^2}$$

$$\text{donde } D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \sigma_{adm}}}$$

al sustituir los valores se obtiene:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 1962}{\pi \times 89.1818 \times 10^6}} = 5.2925 \times 10^{-3} \text{ m} = 0.5292 \text{ cm} = 5.292 \text{ mm}$$

Otro dato de importancia, es el diámetro de los pasadores, los cuales son necesarios para poder afianzar la probeta a las mordazas y a su vez, el elemento superior de éstas con un extremo del fleje. Para tal efecto, se debe contar con el valor del esfuerzo cortante admisible de fluencia, dato que no fué proporcionado por Aceros Fortuna ya que no se encuentra plasmado en el manual de las propiedades

valor en tres tipos de acero, equivalen en promedio al 57.90% del valor del esfuerzo de tracción (5). Al aplicar este criterio, se tiene que el valor del esfuerzo cortante es igual a 123.90 MPa ya que el de tensión equivale a 294.3 MPa.

Si se sustituye el valor de τ y un factor de seguridad de 3.3 en la fórmula para calcular el esfuerzo cortante admisible se tiene:

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{nominal}}{F.S.} = \frac{170\,399 \times 10^6}{3.3} = 51\,636 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

pero

$$\tau_{adm} = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{4P}{\pi D^2}$$

$$\text{donde } D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{4 \times 1962}{\pi \times 51\,636 \times 10^6}} = 6.955 \times 10^{-3} \text{ m}$$

o bien 0.695 cm o 6.95 mm \approx 7 mm

Este valor es 1.66 mm mayor que el de la mordaza, por lo cual se llega a la conclusión de que no es posible utilizar un diámetro de 5.292 mm en los elementos de sujeción; ya que el área de la sección transversal de los pasadores es mas grande que el de las mordazas por lo que no es factible.

Una propuesta para solucionar el problema planteado consiste en aumentar el diámetro de las barras sujetadoras, de tal manera que puedan colocarse libremente los pasadores, aunque éstas queden un poco sobredimensionadas, se tendrá mayor comodidad para la maniobra de montaje y desmontaje de probetas y estéticamente se verán mejor. Véase la Fig. V.41 que muestra el dibujo de los elementos de sujeción.

Por último, es necesario hacer mención de un elemento, aunque no forma parte del sistema de sujeción, va colocada en la mordaza inferior, éste no es mas que un

Por último, es necesario hacer mención de un elemento, aunque no forma parte del sistema de sujeción, va colocada en la mordaza inferior, éste no es mas que un collarín de acero al carbón 1018 rolado en frío, el cual solamente tiene como función, servir de base del tubo de cuarzo y éste quede colocado precisamente dentro del horno, de tal modo que la probeta y parte de ambas mordazas queden introducidos en él. Esto es sólo cuando se pretende realizar un ensayo en atmósfera controlada, haciendo circular nitrógeno a través de dicho tubo.

El collarín es un anillo que se sujeta a la barra inferior mediante dos tornillos prisioneros allen de $\frac{1}{8}$ " x $\frac{7}{16}$ " a la altura deseada. La Fig. V.41 indica las especificaciones de tal elemento.

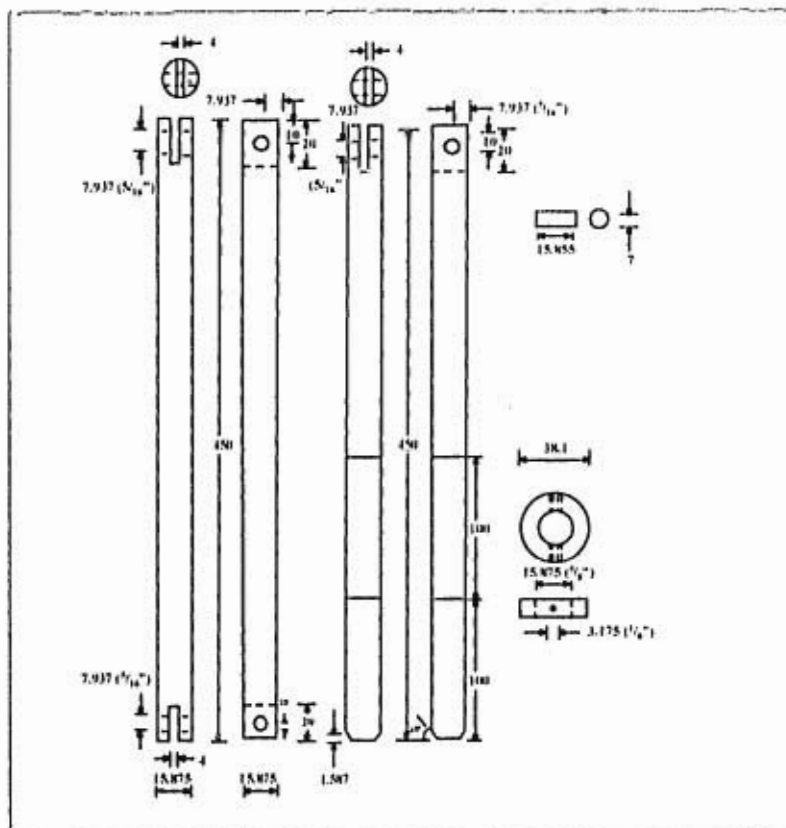


Fig. V.41 Sistema de sujeción (Acot. mm)

V.4.1.1.1 BALANCEO DE LA MORDAZA SUPERIOR

Este aspecto cobra importancia, hasta el momento en que la probeta queda amordazada, y la razón es porque al adaptarse ambas barras sobre la máquina, la inferior queda como parte integral del bastidor y la superior genera, por su propio peso (W_{msup}) un momento igual a $W_{msup} \times R$ que actúa sobre la leva, es por esto, que se requiere su balanceo.

Para conseguirlo es necesario colocar una masa equilibrante en el lado opuesto, pero como en éste se encuentra el perfil de trabajo de la leva, es necesario buscar otra alternativa y esta es, colocando un peso W_p por cada disco, por lo tanto se tiene

$$\text{que } W_p = \frac{W_{masa}}{2} \dots\dots\dots V.12$$

Ahora se requiere conocer la masa de equilibrio de la mordaza, entonces se tiene que;

$$\rho_{mordaza} = 7.8 \frac{g}{cm^3} \quad \text{Longitud} = 45 \text{ cm} \quad \varnothing \text{ } \frac{1}{4}'' = 0.625'' (0.0254)$$

$$\varnothing = 0.015875 \text{ m}$$

$$\rho = 7.8 \frac{g}{cm^3} \left(\frac{1kg}{1000g} \right) \left(\frac{100cm}{1m} \right)^3 = 7800 \frac{kg}{m^3}$$

$$V = \pi r^2 h = \pi (7.9375 \times 10^{-3})^2 (0.45) = 8.90697 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\rho = \frac{m}{V}; m = \rho V = 7800 \frac{kg}{m^3} (8.90697 \times 10^{-5} \text{ m}^3) \Rightarrow m = 0.6947 \text{ kg}$$

$$m = 0.6947 \text{ kg} \times 9.81 \frac{m}{s^2} = 6.8154 \text{ N} \quad W_{masa} = 6.8154 \text{ N}$$

$$\text{De V.12 } W_p = \frac{W_{masa}}{2} = \frac{6.8154}{2} = 3.41 \quad W_p = 3.41 \text{ N}$$

$$\therefore W_p = \frac{3.41 \text{ N}}{9.81 \frac{m}{s^2}} = 0.3474 \text{ kg} \quad W_p = 0.3474 \text{ kg}$$

W_p es la masa de equilibrio por cada disco

Como ya esta indicando, por razones del diseño de la zona de trabajo de la leva, y sus discos laterales, que facilitan el adaptar elementos auxiliares para colocar masas de balanceo, se pretende montar la mitad del peso de la mordaza en cada disco, como el resultado es dos contrapesos iguales, geoméricamente también lo pueden

ser, por lo tanto, se retomaron las dimensiones de la mordaza y se divide su longitud entre dos, facilitando así manufactura y cálculo. La funcionalidad de estos contrapesos responde a la condición de conservar su radio constante R y tener un giro libre aproximado de 90° . Ver Fig. V.42

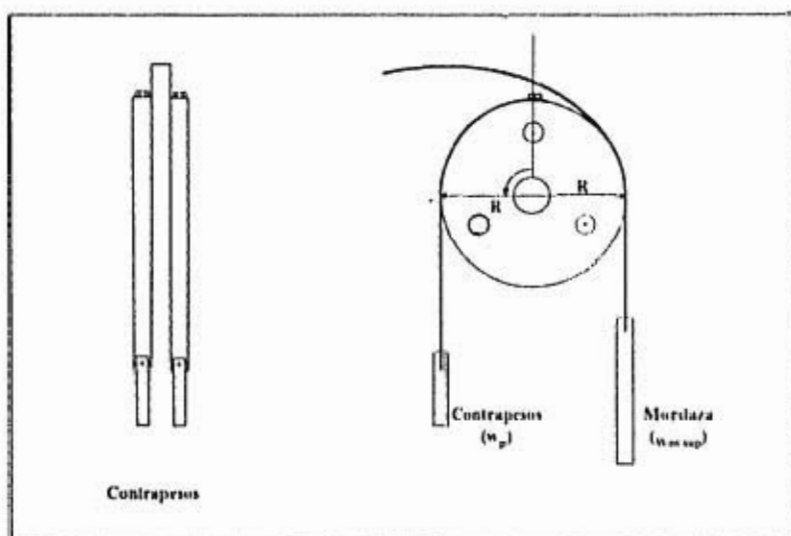


Fig. V.42 Ensamble de los contrapesos.

V.4.12 PROBETA

Para poder apreciar la máquina totalmente armada, es fundamental que la muestra para el ensayo, esté colocada en ambas mordazas; es por esto que se hace necesario la descripción de ella, para su fabricación.

El juego de mordazas diseñado para esta máquina requiere probetas planas, y sus dimensiones son las que se muestran en la Fig. V.43.

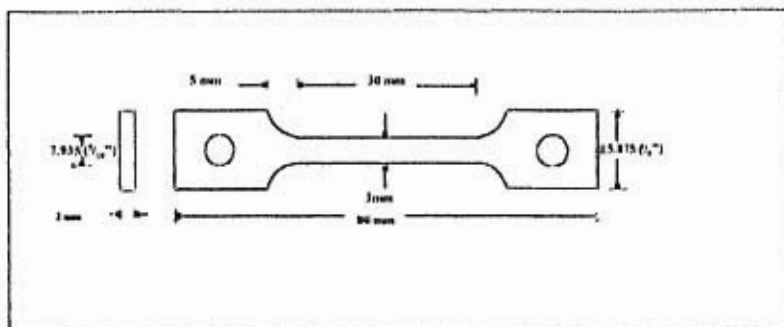


Fig. V.43 Probeta plana.

V.5 PROCESOS DE FABRICACION Y ENSAMBLE

En este capítulo, se analiza y detalla cada una de las partes que constituyen los sistemas y mecanismos que conforman la máquina propuesta. La explicación que aquí se da para cada pieza se completa con los dibujos correspondientes.

Una vez terminado el diseño de detalle, se procede a planear como se obtendrán, de que tipo de material, y el número de piezas. Cuando las piezas se puedan adquirir en el comercio especializado se indicará en la sección a que corresponda.

V.5.1 BASTIDOR

Para la construcción de este componente, es necesario contar con la siguiente lista de material.

a) PRT de 2" lado por $\frac{1}{8}$ " de espesor.

	No. de piezas	Longitud [mm]
Columnas	2	1400
Bases	2	1000
Travesaño superior	1	501.6
Travesaño inferior	1	400.0
Columna del apoyo	2	150.0
Base del apoyo	2	200.0
Refuerzos	4	545.68

b) Angulo de 2" de lado por $\frac{1}{8}$ " de espesor.

No. de piezas	Longitud [mm]
2	501.6

c) Angulo de 3" de lado por $\frac{1}{4}$ " de espesor.

No. de piezas	Longitud [mm]
1	501.6

d) Placa de $\frac{1}{4}$ "

No. de piezas	Longitud [mm]	Ancho [mm]
2	150	50.8

e) Tornillos cuerda corrida std de cabeza hexagonal, con tuerca

No. de piezas	Ø [Plg]	Longitud [Plg]
4	$\frac{1}{2}$	3
4	$\frac{3}{8}$	3 $\frac{1}{2}$
2	$\frac{3}{8}$	3 $\frac{1}{2}$

D) 4 Rondanas de $\varnothing = \frac{1}{8}$ "

g) Soldadura revestida.

Como puede apreciarse en la Fig. V.7 el bastidor posee tres barras removibles y el resto, debe estar soldado para lograr mayor rigidez en la estructura.

MANUFACTURA

Para el inicio de la fabricación, se verifican las dimensiones establecidas previamente en los tubos cuadrados. Posteriormente se maquinan los barrenos en columnas y travesaños, así como en las bases donde se colocarán tornillos niveladores, para proceder a aplicar la soldadura tope. Para facilitar, este procedimiento es necesario llevar el siguiente orden de trabajo.

1. Soldar los postes a cada una de las bases, al centro y en forma perpendicular.
2. Soldar los refuerzos de los postes y bases como indica la Fig. V.7.
3. Soldar los tramos de PTR, formando dos L's para la base de giro del mecanismo de tensión, tal como muestra el dibujo.
4. Soldar la base de los baleros (placa de $\frac{1}{4}$ " X 150 mm) a cada una de las L's.
5. Para formar el marco, es necesario unir y alinear los travesaños superior e inferior a los postes, verificando se encuentren equidistantes y perpendiculares entre sí; será entonces cuando se proceda a soldar.
6. A los ángulos transversales móviles de 2" X $\frac{1}{8}$ " se les hace un corte en el centro a uno de los lados de la pieza. Estos cortes tienen la finalidad de permitir el paso de las dos mordazas.

7. Al ángulo de $3^{\circ} \times \frac{1}{4}^{\circ}$ se le barrena un orificio de $\frac{1}{8}^{\circ}$ al centro de uno de los lados para sujetar la mordaza inferior.
8. Atornillar los ángulos transversales, y colocar los tornillos niveladores.

V.5.2 LEVA

Dada la configuración que ésta posee, es difícil de obtenerla por medio de máquinas-herramientas convencionales, sin embargo, la fabricación de tales elementos, se puede lograr mediante dos procesos:

- 1) Labrado del perfil en forma artesanal.
- 2) Maquinado mediante una fresadora vertical y operada por control numérico y posteriormente por electroerosión para el acabado final de la leva.

MANUFACTURA.

En este proceso se necesita graficar el perfil de la leva a escala 1:1 sobre papel milimétrico, posteriormente adherirla sobre una placa de aluminio. El corte de la leva debe realizarse con sierra-cinta, dejando un sobrematerial aproximado de 2 a 4 mm, para posteriormente desbastarlo con lija de grano grueso y para su acabado final con lija delgada es decir, debe pulirse hasta obtener en lo posible la mayor aproximación de la curva (29). Una leva fabricada de esta forma tiene la desventaja de poseer un índice de error en todo su contorno, traduciéndose en una pequeña variación en el esfuerzo constantes (39).

V.5.2.1 ELEMENTOS COMPLEMENTARIO DE LA LEVA

La fabricación de la leva requiere completarse de otras piezas, de las cuales a continuación se presenta una lista de materiales.

a) Placa de aluminio de 1 [Plg] de espesor

No. de piezas	Longitud [cm]	Ancho [cm]
1	120	35

b) Discos de aluminio de 1 [Plg] de espesor

No. de piezas	\varnothing [cm]
2	12

c) Tornillos de $\varnothing = \frac{7}{16}$ [Plg] que sujetarán a la leva entre los dos discos.

No. de piezas	Longitud [Plg]
3	3

d) Rondanas planas para un apriete uniforme.

No. de piezas	\varnothing [Plg]
6	3

MANUFACTURA

Una vez que se ha obtenido el perfil y los discos que abrazarán a la leva, se procede a barrenar simultáneamente tres orificios, para colocar tornillos $\frac{7}{16}$ " que mantendrán como una sola a las tres piezas, posteriormente se barrena un orificio al centro de las mismas como indica la sección V.5.4 del eje de la leva.

En las caras exteriores de los dos discos, el barrenado de $\frac{7}{16}$ ", se amplía con un abocardado de $\frac{15}{16}$ ", a una profundidad de 12 mm para alojar las cabezas y tuercas de los tornillos, además de permitir el paso de la herramienta para su ensamble.

Por otro lado, se maquina simultáneamente en le perfil de los dos discos, una cara de 3 cm de largo, la cual funcionará como base para colocar el puente del sistema de equilibrio. Al centro, de cada una de las bases, se barrenan y machuelan cuerdas de $\frac{1}{4}$ ", para alojar tornillos de 3" de largo, los cuales fijan el puente a la leva. La línea del centro de gravedad de la leva tiene la propiedad de ser perpendicular a la base del puente, véase la Fig. V.44.

V.5.3 CONTRAPESO

Elementos y material

a) Bloque de acero 1018 rolado en frío

No. de piezas	Lados [Plg]	Espesor [Plg]
1	3	2

b) Bloque cilíndrico de plomo

No. de piezas	Ø [cm]	Altura [cm]
1	15	4.24

c) Tornillo porta bloque y contra tuerca

No. de piezas	Largo [cm]	Ø [Plg]
1	40	$\frac{3}{8}$

d) Tornillo de $\text{Ø} = \frac{1}{4}$ "

No. de piezas	Largo [Plg]
2	3

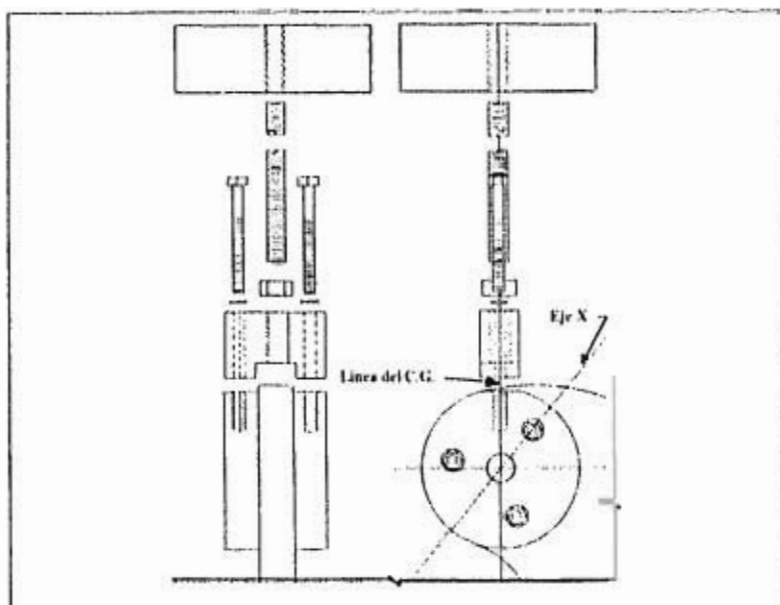


Fig. V.44 Colocación del puente en la leva.

MANUFACTURA.

1. Puente; Al bloque de acero 1018, con las dimensiones anteriores, se fresa a lo ancho de la superficie de 2" x 3", con una ranura centrada de 28 mm, y una profundidad de 10mm, esta ranura permite el paso libre del fleje. Al centro de la superficie mayor del puente se barrena y machuela una cuerda de $\frac{3}{8}$ ", para colocar el tornillo y contratuerca, que contendrá la masa de balanceo; al centro de las bases, se barrena un orificio pasado de $\frac{7}{16}$ ", para el paso libre de los tornillo de $\frac{3}{8}$ " que unan al puente, a los discos de la leva.
2. Tornillo porta bloque; Este elemento de 40 cm de largo se fija al puente por medio de una tuerca de $\frac{3}{8}$ ". La prolongación de la línea que forman el centro de

masa, con el centro del eje de giro de la leva, es a su vez el eje central del tornillo porta bloque.

3. Bloque cilíndrico; La masa de balanceo, debe ser de plomo (fundición) y de mayores dimensiones, para un posterior maquinado, su peso es aproximadamente de 8.5 kg. Al centro de la superficie circular del bloque, se barrena y machuela una cuerda de $\frac{3}{8}$ " para su desplazamiento, a través del tornillo.

V.5.4 EJE

Este es el punto de apoyo, y de giro de las fuerzas aplicadas en la máquina, y se constituye de los siguientes elementos;

- a) Barra de acero 1018 rolado en frío

No. Piezas	Ø [Plg]	Largo [Plg]
1	$\frac{7}{8}$	9

- b) Cojinetes SKF

No. Piezas	Tipo
2	EE8

MANUFACTURA.

1. La barra de acero, se maquina en un torno para formar el eje de $\text{Ø} = \frac{7}{8}'' =$

$$22.225 \begin{matrix} + 0.035 \\ + 0.022 \end{matrix} \text{ con una longitud de } 9''.$$

2. El eje se ensambla a la leva y los discos, con un apriete mediano, para lo cual

$$\text{se barrena un agujero de } = \frac{7}{8}'' = 22.22 \begin{matrix} + 0.21 \\ + 0.00 \end{matrix} \text{ Estas piezas deben estar bien}$$

centradas en el eje, para posteriormente montar los cojinetes con el mismo apriete.

V.5.5. OPRESOR DEL FLEJE

Este evita que el fleje se corra sobre el perfil de la leva y el material necesario es el siguiente:

a) Bloque de acero comercial 1018

Nº Piezas	Largo [mm]	ancho [mm]	espesor [mm]
1	39	35.4	20

b) Placa opresora del fleje

Nº Piezas	Largo [mm]	ancho [mm]	espesor [mm]
1	33.4	28	2

c) Tornillo allen

Nº Piezas	Ø [Plg]	largo [Plg]
1	$\frac{3}{8}$	1.5

d) Tornillo cabeza hexagonal

Nº Piezas	Ø [Plg]	largo [Plg]
2	$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$

MANUFACTURA

1. - Bloque: Para este opresor, se requiere que al centro y a lo largo de los 20 mm. se machine un fresado con un ancho de 25.4 mm y a una profundidad de 24 mm. Al centro de la superficie de 39 x 35.4 mm se perfora un barreno de $\frac{3}{16}$ " para un

tornillo allen de $\frac{1}{8}$ ", el cual ejercerá presión sobre una placa. En la parte inferior de este puente se barrenan orificios pasados de $\frac{1}{4}$ ", para colocar tornillos que lo unirán a la leva. En la parte más alta de la leva, se barrena un orificio por cada lado para tornillos de $\frac{1}{4}$ ", y a una altura que permita el paso libre del fleje, ver dibujo V.38.

2. - Placa: Entre las bases del puente e impulsado por el tornillo allen, se coloca una placa que aprisionará al fleje de manera uniforme, de tal modo que se evita que el tornillo trabajando directamente lo deforme. A la placa se le fresa una ranura centrada en lados contrarios, de tal modo que se adapten a las columnas del puente, que sirven como guías para el desplazamiento libre de la placa opresora. Ver Fig. V.38.

V.5.6 SISTEMA DE SUJECION DE LA PROBETA.

El material necesario, par la fabricación de este conjunto de elementos es el siguiente:

- a) Acero 12A de Aceros Fortuna de $\varnothing = \frac{1}{8}$ "

Nº Piezas	Longitud [mm]
2	450

- b) acero 12A

Nº Piezas	Largo [mm]	\varnothing [mm]
3	7	15.875

- c) Disco de acero 1018 rolado en frio

Nº Piezas	\varnothing [Pulg]	Espesor [Pulg]
1	1 $\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
	247	

e) Tornillos prisioneros allen

Nº Piezas	Ø [Plg]	largo [Plg]
2	$\frac{1}{8}$	$\frac{7}{16}$

MANUFACTURA

Para la fabricación de estas piezas se sugiere el procedimiento que se describe a continuación:

1. Para las mordazas superior e inferior, es necesario taladrar un barreno pasado en cada uno de los extremos de las barras de acero 12A de $\frac{5}{16}$ " de diámetro. Véase la Fig. V.41 donde se muestra el dibujo de detalle. El diámetro de la broca para el proceso en mención es de $\frac{3}{16}$ " a una distancia de 10 mm. a partir del extremo, posteriormente, en el mismo lado, fresar una ranura en la parte central de la barra con un cortador de $\frac{3}{32}$ ", a una profundidad de 20 mm.
2. Cilindrar los pasadores a las dimensiones especificadas, posteriormente cortar y refrentar
3. En una de las barras de 450 mm, en el extremo opuesto al maquinado anterior, se hace un chaflán de $\frac{1}{16}$ " a 45° , inmediatamente después hacer una cuerda de $\frac{3}{8}$ " con la tarraja, a una longitud de 100 mm, seguido de ésta realizar un moleteado basto de una longitud de 100 mm.
4. En el extremo contrario de la barra restante, se procede de la misma forma del inciso número 1.
5. Para el collarín, se debe colocar a la mordaza inferior, a una altura que determinará la colocación del tubo de cuarzo, se hace un barreno pasado en forma diametral para un machuelo de $\frac{1}{4}$ ", posteriormente, al centro del disco taladrar con una broca de $\frac{3}{4}$ " para alojar la barra a la altura adecuada.

5. Para el collarín, se debe colocar a la mordaza inferior, a una altura que determinará la colocación del tubo de cuarzo, se hace un barreno pasado en forma diametral para un machuelo de $\frac{1}{4}$ " , posteriormente, al centro del disco taladrar con una broca de $\frac{1}{8}$ " para alojar la barra a la altura adecuada.

V.5.6.1 CONTRAPESO DE LA MORDAZA SUPERIOR

Lista de material

a) Acero comercial 1018 de $\varnothing = \frac{1}{8}$ "

Nº Piezas	Longitud [mm]
2	225

b) Pasadores de acero 1018

Nº Piezas	Largo [mm]	\varnothing [mm]
2	7	15.875

c) Fleje recocido de 1" de ancho

Nº Piezas	Longitud [mm]
2	Dato a verificar de acuerdo a la altura que quede la mordaza

d) Dos tornillos con rondana de cabeza hexagonal

Nº Piezas	Longitud [Plg]	\varnothing [Plg]
2	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$

MANUFACTURA

1. Cuando la leva está en el punto inicial del ensayo (balanceada), se barrenan en forma radial, como indica la figura V.42, dos orificios para machuelo de $1/2"$, pero en la parte superior de los discos y al centro de su perfil.
2. En una de las puntas de los tramos de fleje se barrenan orificios para pasar a través de ellos tornillos $1/2"$.
3. En uno de los extremos de las dos barras de acero 1018 se barrenan orificios para pasadores de $5/16"$, y a una distancia de 10 mm a partir del extremo, posteriormente del mismo lado se fresa una ranura en la parte central de la barra con un cortador $5/32"$ y a una profundidad de 20 mm.
4. Cilindrar los pasadores, a las dimensiones especificadas, posteriormente cortar y refrentar.

V.5.7 FLEJE Y PLATO PORTAPESA

El material que se requiere es el siguiente:

- a) Una barra circular de $\varnothing = 1/4"$ por 58 cm. de longitud de acero 1018.
- b) Una placa de acero al carbón, circular de $\varnothing = 10$ cm x $1/8"$ de espesor.
- c) Una cuerda de cuerda std. de $1/4"$
- d) Soldadura revestida
- e) 2 mts de fleje recocido de 1" de ancho
- f) Dos remaches o grapas

MANUFACTURA

1. A la varilla de $\frac{1}{4}$ " , deberá doblarse en uno de sus extremos para formar un triángulo como lo indica en la Fig. V.39 para que posteriormente pueda soldarse en la unión. En su extremo opuesto, hacer una cuerda con una tarraja, la longitud de esta debe ser de $\frac{1}{4}$ " .
2. Maquinar un barreno de $\frac{1}{4}$ " a la placa circular en el centro.
3. Con lo que respecta al fleje, en uno de sus extremos debe engancharse por el interior del triángulo hecho en la barra, de tal forma, que puedan remacharse. En el extremo restante perforar un barreno de $\frac{3}{16}$ " y a 12.7 mm del extremo del fleje como indica la Fig. V.39.

V.5.8. ENSAMBLE GENERAL.

1. Una vez ensamblada la leva a sus discos, se procede a montar el puente del contrapeso a las bases de los discos con tornillos hexagonales de $\varnothing = \frac{3}{8}$ " y un largo de 3". Posteriormente se coloca el vástago a la cuerda y se fija mediante una contratuerca.
2. Como ya se indicó en el punto V.5.5, el opresor del fleje se arma y se coloca mediante tornillos laterales de $\varnothing = \frac{1}{4}$ " cabeza hexagonal.
3. A continuación se monta el eje, al conjunto leva - discos con el apriete indicado en la sección V.5.4.
4. Seguido de lo anterior se procede a colocar los cojinetes, en ambos extremos, a una distancia de 3.5", entre la línea media de los cojinetes y centro de la leva.

5. Atornillar los cojinetes de la leva a las L's del bastidor, mediante cuatro tornillos $\varnothing = 3/16"$ y con un largo $1/4"$ cabeza hexagonal, o bien como indique el proveedor de cojinetes.
6. Colocar el bloque cilíndrico y ajustar hasta encontrar la posición de equilibrio.
7. Anclar la mordaza inferior al ángulo de 3" por $1/4"$ de espesor, mediante dos tuercas, una colocada en la parte superior y la otra en la inferior, de tal manera que la mordaza no se deslice con carga o sin ella.
8. Colocar el fleje y su gancho sobre el perfil de la leva y en el extremo libre fijar la mordaza superior con el pasador correspondiente.
9. Afianzar la parte superior de la probeta a su respectiva mordaza, mediante un pasador.
10. Colocar la probeta en la mordaza inferior con su correspondiente pasador.
11. Fijar las masas de balanceo y su fleje a los discos de la leva mediante tornillos de $\varnothing = 3/16"$ con rondanas y un largo de $1/4"$.
12. Aplicar la carga sobre el plato porta pesas y verificar la posición vertical de probeta y mordazas, además del punto inicial de la prueba.

V.6 ELEMENTOS AUXILIARES

Estos, aunque no forman parte integral de la máquina, son necesarios para la realización del ensayo, pues ellos nos permiten llegar a las condiciones que se requieren, con un adecuado control del mismo. Entre tales elementos se encuentran en primer lugar el horno, posteriormente el extensómetro y a continuación los termopares y el reloj.

De los mencionados anteriormente puede afirmarse que el horno es el componente que proporcionara la temperatura a la probeta que interviendra en el ensayo. El que este trabajo propone es uno de la marca LINBERG que puede alcanzar una temperatura de 1200°C, temperatura suficiente para probar cualquier metal cuyo punto de fusión sea alto, o bien sea resistente a las temperaturas elevadas. Este es un horno cuadrado, plegable de una longitud de treinta y cinco centímetros, con lo que se cubre la probeta y parte suficiente de las mordazas, consta de una ranura circular interior, al centro y en forma longitudinal, que permite el paso libre de la probeta con los elementos de sujeción. Junto con este se adquiere una caja de control por medio del cual se enciende el horno y se calibra a la temperatura del ensayo; lleva conectado a este un termopar que se encuentra colocado en la parte media de la longitud del horno, para censar la temperatura de la probeta. Por otro lado, sigue el extensómetro, instrumento que proporciona la lectura de la elongación de la muestra, con respecto a este dispositivo, se sugiere el de tipo transformador diferencial de variable lineal (LVTD). Por la dificultad que representó encontrar la información técnica, sólo se presenta el funcionamiento en la segunda sección del capítulo III. Con relación a los termopares existen muchos y de variados materiales, sin embargo, en base a recomendaciones, el que se sugiere es el de tipo K (cromel - alumel). Otro instrumento necesario es el reloj para determinar el tiempo exacto de duración del ensayo. Finalmente, un elemento adicional pero no menos importante es el interruptor tanto para el corte de energía del horno como del reloj, en el momento que el ensayo haya concluido, o bien cuando la probeta se haya roto. Estos elementos podrán instalarse, una vez que esté construido el prototipo y pueden ser cualquier tipo de apagador. Se pretende que se coloquen en la parte posterior del bastidor y fijados a una barra o travesaño, justamente donde pueda ser abierto el circuito mediante el golpeo de la parte inferior de la leva.

CAPTULO VI

ENSAYO EN UN EQUIPO DE TERMOFLUENCIA

Como ya se ha mencionado, el IIE se ha encargado de realizar las pruebas de termofluencia acelerada (28), con la siguiente secuencia.

VI.1 MATERIALES EMPLEADOS EN LOS ENSAYOS

Para tal efecto se utilizaron aceros 9Cr1Mo y 316H nuevos, con los que generalmente se fabrican las tuberías de los recalentadores y sobrecalentadores de los generadores de vapor que operan en las centrales termoeléctricas, esto es con el objeto de determinar el tiempo de fractura. Sin embargo, se realizan ensayos con probetas extraídas de tuberías y álabes de turbina, que ya han cumplido con el periodo de vida útil; esto con el fin de calcular su vida residual.

La tabla VI. (1,2,3 y 4) muestran algunas propiedades mecánicas de los aceros antes mencionados.

Acero 9Cr1Mo.

Tabla VI.1 Propiedades del acero 9Cr1Mo a temperatura ambiente.

Resistencia a la tensión (Kg/mm ²)	0.2% Resistencia a la cedencia (Kg/mm ²)	% Elongación	% Reducción de área	Microdureza (V)
60	29	31	77	153

Tabla VI.2 Composición química del acero 9Cr1Mo (%P).

% Si	% Ni	% Cr	% C	% S	% Mn	% Mo
0.81	0.073	7.07	0.140	0.007	0.53	0.78

Cortesía del IIE de Cuer. Mor.

Acero inoxidable 316H.

Tabla VI.3 Propiedades del acero 316H a temperatura ambiente.

Resistencia a la tensión (Kg/mm ²)	0.2% Resistencia a la cedencia (Kg/mm ²)	% Elongación	% Reducción de área	Microdureza (V)
60	28	67	82	203

Tabla VI.4 Composición química del acero 316H (% P)

% Si	% Ni	% Cr	% C	% S	% Mn	% Mo
0.67	12.31	15.27	0.107	0.005	1.82	1.78

Cortesía del IIE, Cuer. Mor.

VI.2 PROCEDIMIENTO PARA EL ENSAYO

- a) Se fija la mordaza inferior al marco de la máquina para evitar el movimiento de la probeta durante el ensayo.
- b) Se monta la probeta a la mordaza fija (inferior) por medio de un pasador quedando ésta afianzada.
- c) Se sujeta la probeta a la mordaza móvil (superior) al igual que b).

- d) Se hace pasar el tubo de cuarzo por el extremo de la mordaza superior, de manera que quede a la misma altura del horno.
- e) La mordaza superior se sujeta al fleje por medio de otro pasador.
- f) Se introduce en el tubo de cuarzo, un termopar tipo K (de cromel-alumel), de tal manera que la punta de éste quede a la mitad de la probeta.
- g) Se procede a cerrar el horno.
- h) Se levanta la leva en la posición r_0 , es decir, que la parte inicial del perfil sea la que esté en contacto con el fleje en forma tangencial. Una vez colocada en esta posición, se fija el fleje mediante un tornillo opresor.
- i) Se enciende el horno y se indica la temperatura deseada.
- j) Después que el horno ha alcanzado la temperatura seleccionada se vuelve a ajustar la leva, ya que generalmente tiene un ligero desplazamiento.
- k) Se selecciona el esfuerzo con que se quiere realizar el ensayo y posteriormente se calcula el peso necesario por medio de la siguiente expresión

$$P = \frac{A \times \sigma}{8} = 0.77 \dots \dots \dots \text{VI.1}$$

Donde A= Area transversal de la probeta (mm²)

σ = Esfuerzo (kg./mm²)

8 = Ganancia de la leva

0.77 = Peso del fleje y el plato en el cual descansan los pesos

Nota: Para mejor comprensión de la fórmula del peso se presenta el desarrollo de su obtención. Considérese el sistema de la Fig. VI.1

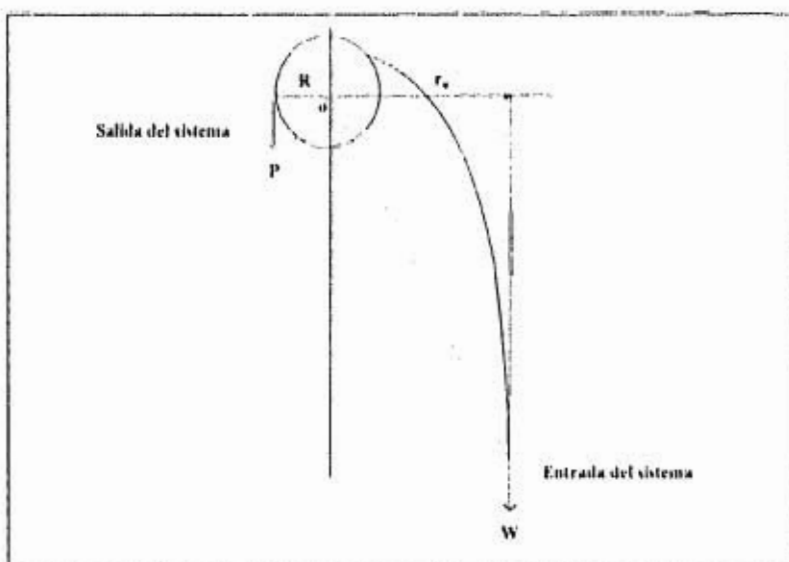


Fig. VI.1

Sea W el peso que pende del fleje y considérese como la entrada del sistema. Supóngase que la salida del sistema corresponde a la zona en la que se encuentra indicada la fuerza P .

Del concepto de ventaja mecánica o ganancia se tiene que $G = \frac{r_e}{R}$

Si W es la fuerza a la entrada, entonces P es la fuerza que se va a amplificar debido a la ganancia del sistema

es decir: $P = GW$ a la salida

o sea $P =$ Fuerza amplificada G veces W

Ahora, si se analiza sólo la salida del sistema, por definición se tiene que $\sigma = \frac{F}{A}$; donde F sería igual a: $P = GW$ \therefore se tiene:

$$\sigma = \frac{GW}{A}$$

Despejando W queda

$W = \frac{A\sigma}{G}$ [kg] pero como fleje y los accesorios que sostienen las pesas no se pueden despreciar, es necesario restárselos al sistema, de tal manera que la expresión será la siguiente:

$$W = \frac{A \times \sigma}{G} - \text{peso del fleje y otros accesorios [Kg.]}$$

Es importante señalar, que hasta este punto se procederá a registrar datos de temperatura contra tiempo de falla y después de obtener un número adecuado de probetas fracturadas gráficarlos.

Los siguientes puntos, tienen por objetivo observar, la degradación microestructural que presentan los materiales ensayados, así como la alteración en su dureza (Parámetro fundamental para materiales que trabajan a elevadas temperaturas código ASME).

VI.3 PROBETAS USADAS EN EL ENSAYO.

VI.3.1 DIMENSIONES DE LAS PROBETAS

Las que se utilizaron para los ensayos fueron las de forma plana como la que se muestra en la Fig. VI.2.

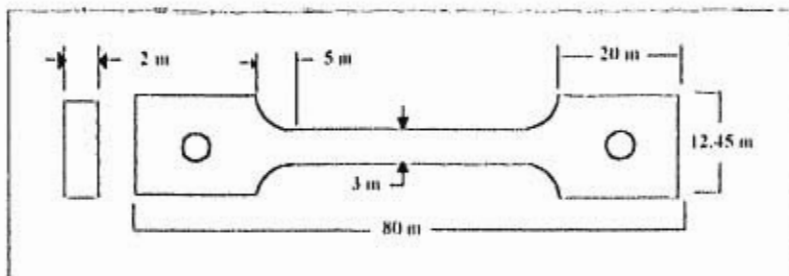


Fig VI 2

VI.3.2 PREPARACION DE LAS PROBETAS ANTES DEL ENSAYO.

Antes de colocar a éstas en las mordazas, deben ser lijadas en sus radios con una lija de grado 120 para borrar todas las huellas del maquinado, ya que de no hacerlo, puede ocurrir la fractura en este lugar y no en la zona calibrada (o de trabajo). Una vez realizado lo anterior, se procede a medir con un calibrador vernier, la sección transversal de la probeta y su longitudinal inicial en la zona calibrada (sólo la sección transversal constante). Después se verifica que agujeros de la probeta coincidan con los de las mordazas, y si no es así, tienen que ser desvastadas en sus extremos con un esmeril de banco de 155 mm, 3000-3600 rpm de $\frac{1}{2}$ HP marca Black & Decker.

VI.3.3 PREPARACION DE LAS PROBETAS DESPUES DEL ENSAYO

Una vez que la leva a caído y accionado los interruptores de energía del horno y del reloj, esto indica que la probeta ya se ha fracturado, por lo que se anota la fecha y hora; es entonces cuando se procede a quitar las dos partes de la probeta, de las cuales una tiene mayor longitud, ésta es llevada a cortar con una máquina conocida como Discotom, marca Struers. El pequeño pedazo de probeta se encapsula en una encapsuladora de presión marca Buehler Ltd, con baquelita, y puesto que ésta no es conductora, a todos los encapsulados del acero 316H, se les tuvo que hacer un pequeño barrenado por la cara opuesta a la que muestra la probeta, de tal manera que

éste comunicara con el metal. Esto se llevó a cabo con un taladro de banco Leon Weill's y una broca de $\frac{1}{16}$ ". Las cápsulas tienen un diámetro de 2.54 cm y su espesor varía de 1 a 2 cm.

VI.3.4 PREPARACION DE LA PROBETA PARA LA OBSERVACION EN EL MICROSCOPIO OPTICO

a) Pulido

A la probeta ya encapsulada se le da un pulido de desbaste en una desbastadora radial marca Joan Wirtz, con papeles abrasivos de grado 120-220-320-400-600 y 1000, dando entre cada paso de pulido un giro de 90° , para que la huella del pulido anterior desaparezca. Como se necesita una superficie con acabado espejo, se vuelve a dar un pulido pero ahora en una pulidora radial marca Struers, a la cual se le coloca un paño de superficie áspera; acompañada de alúmina de grano grueso de 0.3 micras, combinada con agua (10% de alúmina y 90% de agua); posteriormente se coloca un paño de superficie fina, con alúmina de 0.05 micras y se pule hasta obtener un acabado espejo. Cuando la probeta ya está lista se procede a atacarla para que el metal revele así su microestructura.

b) Ataque del acero T9 (9Cr1Mo)

Para este material se preparó una solución llamada nital al 2%, la cual contiene 2ml de ácido nítrico y 98ml de etanol. Se vacía un poco en un crisol y el material encapsulado se sumerge unos segundos, una vez que se ha atacado el material, es necesario enjuagarlo con abundante agua para detener el ataque y secarla muy bien, y así poderla observar en el microscopio.

c) Ataque electroquímico del acero inoxidable 316L

Este proceso se llevó a cabo en una máquina de electroplado marca Stuers, que tiene una celda electrolítica y un recipiente de aluminio, el cual sirve de cátodo, además de que almacena al electrolito, el que se utilizó para este caso fue ácido oxálico al 10% en agua destilada. También están conectadas a la máquina unas pinzas con las que se sumerge el material al electrolito cerrando así el circuito. El voltaje con que se debe trabajar es de 60 volts.

A estas cápsulas se les introduce un pequeño alambre de cobre en los orificios previamente hechos para que éste en contacto con el acero. Dicho alambre es sujetado con las pinzas (ánodo) y después se introduce al electrolito para poder cerrar el circuito. El tiempo de ataque es por periodos de cinco segundos aproximadamente, enjuagándolo con abundante agua después del ataque y secándola bien para poder observarla en el microscopio.

d) Observación de la probeta

En el microscopio se observa su microestructura, como son: los granos, límites de grano, las fases metálicas, las microcavidades, la nucleación y las grietas.

Este cuenta con una cámara fotográfica, la cual permite tomar fotos a diferentes aumentos de la fractura.

VI.3.5 ANALISIS DE MICRODUREZA.

Una vez que se les ha tomado la foto a las probetas, se procede a medirles la microdureza, por medio de un durómetro marca Shimadzu; usando una pesa de 25 gr, con un tiempo de aplicación del peso de 15 seg. Después se vuelve a observar por la lente, la cual tiene dos escalas para poder medir las diagonales de la huella que es en forma de rombo. Se toman tres medidas diferentes y se saca el promedio de las

diagonales, luego se recurre a tablas en donde con el peso y la diagonal promedio se puede conocer la microdureza Vickers del material.

VI.4 ENSAYOS INTERRUMPIDOS

Estos tienen la característica de que el ensayo es detenido antes de que se fracture la probeta. Para el acero al carbón T9 se utilizó una temperatura de 600 °C y un esfuerzo de 8 kg/mm², para el acero inoxidable 316L se utilizó una temperatura de 650 °C y un esfuerzo de 16 kg/mm². En este caso, uno de los objetivos es analizar el avance del daño microestructural y donde gracias al tiempo registrado en los ensayos hasta la fractura, es posible determinar en que momento se debe interrumpir la prueba bajo las mismas condiciones. Por otro lado se tiene, que el esfuerzo que provoca la falla del material que opera a elevadas temperaturas, depende del tiempo durante el cual se aplica la carga, por lo que las gráficas de tiempo deformación son el resultado de este tipo de ensayos (curva de fluencia) (28). Cada que se interrumpe el ensayo, el área de la probeta cambia por la deformación que sufre, por lo que se tiene que medir, además de su longitud calibrada, para después compararla con la inicial y así obtener la elongación. Estas probetas se pulen y se atacan al igual que las anteriores, para poder observar su deterioro microestructural y tomarle fotos en el centro y las orillas. Se mide su microdureza y el conteo de microcavidades se hace a través de una microsonda, la cual, por medio de una difracción de electrones, muestra las características microestructurales del material, de una manera más clara y precisa que en el microscopio óptico. Este proceso permite medir la microcavidad. Una vez hecho el conteo a un número determinado de áreas, se procede a calcular el número de microcavidades por cada mm².

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

El interés por diseñar un equipo de tal naturaleza es porque no existen comercialmente, a pesar de ser los que reproducen las condiciones semejantes de trabajo en las tuberías pertenecientes a los generados de vapor. La razón es, como ya se mencionó, que se requiere una máquina para cada tipo de probeta; pero además de ésta, se suman otras que no se habían contemplado, y que fueron surgiendo durante su evolución. Los inconvenientes de que se habla son tres, el primero es que por tratarse de un tema en desarrollo, donde las investigaciones al respecto no han sido concluidas, según reportes y boletines de algunas publicaciones provenientes del extranjero. En segundo lugar, dada esta particularidad, todavía no hay bibliografía al respecto, donde se pueda extraer información abundante. En tercero y último lugar, no existen bases para el diseño de la máquina propuesta por este trabajo, solamente se encuentran los métodos para la generación de la curva que corresponde al perfil de la leva, en base a un par de ecuaciones paramétricas y otro adicional en forma gráfica que no es de dominio público.

En relación a los dos métodos analíticos de los que se ha hecho referencia, por la brevedad de ellos en los artículos publicados, se presentan las ecuaciones resultantes sin el desarrollo correspondiente, es por eso, que se tuvo la necesidad de realizar las deducciones respectivas. Por otro lado, al utilizar tales expresiones con los valores de los parámetros de diseño, se encontró que la curva resultante, no puede ser utilizada en forma inmediata para la fabricación de la leva, ya que primeramente se necesita modificarla con otro procedimiento geométrico que no obedece a las ecuaciones propuestas (como indica la sección V.4.3). Además de lo anterior se consideró pertinente la reducción del área de la leva mediante el trazo de un cuello o radio en la parte opuesta del perfil, así como el dibujo de siete

circunferencias a lo largo de la misma, ambas propuestas tienen la finalidad de reducir su volumen y por ende su peso.

Pasando a otro aspecto, también fue indispensable investigar y aplicar el concepto de ventaja mecánica en la leva y las fuerzas que actúan en ella. Además fue necesario averiguar y deducir la ecuación que se utiliza para el cálculo de la fuerza externa aplicada.

Es necesario, hacer resaltar, que el método de balanceo de la leva mediante la colocación de dos contrapesos perpendiculares entre sí, tal como lo poseen las máquinas que actualmente trabajan en el IIE de Cuernavaca no equilibra el sistema pues uno de ellos genera un momento residual, por lo que fue necesario aplicar otro método respaldado por la teoría de balanceo.

Con lo que respecta al bastidor, también hay una notable diferencia, pues el diseño del mismo arroja valores para el perfil estructural con dimensiones mucho menores.

Finalmente, cabe señalar que la máquina resultantes en este trabajo tuvo algunas variaciones con respecto a las que ya existen, esto es de suma importancia para constatar que el diseño es propio e independiente de las otras. Por este motivo, a continuación un análisis comparativo de las máquinas descritas y la propuesta:

Sistema y/o Elemento	Máq. F. Maya	Máq M. Allende	Máq. Propuesta
♦ Curva del perfil	1º Método (No aplica)	2º Método (No aplica)	2º Método Modificado
♦ Sistema de balanceo (Colocación de contrapesos)	Perpendiculares entre si (una pasa por el centro de momentos)	Perpendiculares entre si (uno pesa provoca un momento residual)	Un contrapeso colocado colinealmente al centro de gravedad
♦ Tornillo de sujeción del fleje	No aplica	Posee uno diseñado para apriete manual, que no logra sujetar, por lo que se usan pinzas de presión, lo cual provoca que se rompan de la cabeza, además que dado su diseño no comprime al fleje en forma perpendicular.	Bloque ranurado con un tornillo tipo allen que se aprieta por medio de su llave y comprime al fleje en forma perpendicular.
♦ Mordazas	De una pieza balanceada	De dos piezas de diferente material sin balancear.	De una pieza pero balanceada
♦ Centro de rotación	Cuñas	Rodamientos	Rodamientos.
♦ Eje	Extremos de sección transversal triangular y parte central cilíndrica.	Sección transversal cilíndrica	Sección transversal cilíndrica
♦ Leva	De aluminio, es pequeña para ensayar cobre	De aluminio, grande con agujeros para ensayar acero 316H y T9	De aluminio, grande con agujeros para ensayar acero 316H y T9, además de cobre y aluminio
♦ Bastidor	Angulo 4"x ½ " y PTR 4"x ½ " y Barras de 2" de Lado.	Angulo 4"x ½ " y PRT 4" x ½ " y Barras 2" de lado.	Perfil tubular cuadrada de 2" de lado de ¼" de espesor. Toda la pieza, excepto los travesaños móviles.

RECOMENDACIONES

Finalmente, se sugiere que se construya la máquina pues solo así podrá evaluarse y comprobarse si efectivamente cumple con lo previamente establecido, y de no resultar así, proceder a rediseñarlo.

Otros aspectos indispensables, que no son de la máquina, pero que tienen relación con el ensayo son, implementar y desarrollar el sistema de medición de la deformación de la probeta, el buen control de la temperatura y de la atmósfera, así como la realización de los ensayos en sus diferentes modalidades, por último la evaluación y aplicación de los resultados.

En vista de lo anterior, puede decirse que lo presentado en este texto, es solo un inicio de una serie de trabajos posteriores, por lo que el tema queda abierto para aquellos compañeros que deseen continuar con esta investigación.

BIBLIOGRAFIA

1. Melvin Kranzberg, Carroll W. Historia de la Tecnología
Edición a cargo de Ignacio Patricio Ansuategui, Gili Tomo V.
2. Marcel Kerguignas, Guy Caignmert. Resistencia de Materiales
Editorial Reverte 1980, 551 PP.
3. William R. Heller, Creep of Engineering Materials
Mc. Graw-Hill de México, S.A. de C.V. Segunda Edición 341 PP.
4. Sydney H. Avner, Introducción a la Metalurgia Física
Mc. Graw-Hill de México, S.A. de C.V. Primera Edición 695 PP.
5. Ferdinand P. Beer y Russell Johnston, Mecánica de Materiales
Mc. Graw-Hill de México, S.A. de C.V. Primera Edición 618 PP.
6. Hayden H. W. Propiedades Mecánicas. Editorial Limusa
Primera Edición 1968.
7. V.B. John, Conocimiento de Materiales en Ingeniería.
Gustavo Gill 1972, 393 PP.
8. V. Zolotarevsky, Pruebas Mecánicas y Propiedades de los Metales,
Mir Moscú 1976, 313 PP.
9. J.G. Tweeddale. Propiedades Mecánicas de los Materiales,
Tecnos S.A. 1970, 331 PP
10. J.C. Anderson J.M. Alexander, Ciencia de Materiales, Editorial Limusa
Primera Edición en Español 1978, 490 PP.

11. Robert E. Reed-Hill, Principios de Metalurgia Física,
Editorial Continental, S.A. de C.V., México, Tercera Edición 1982, 813
PP.
12. Dieter, G.E.Jr, Mechanical Metallurgy.
Mc. Graw Hill Co. Inc. U.S.A third Edition 1986, 738 PP.
13. Curd A. Keyser Ciencia de Materiales para Ingeniería
Editorial Limusa S.A. de C.V. 1988, Quinta Edición en Español, 415 PP.
14. Lawrence H. Van Vlack, Tecnología de Materiales
Ediciones Alfaomega S.A. de C.V 1991, 335. PP.
15. Guy A.G., Fundamentos de Ciencia de Materiales Mc Graw Hill
1980 México D.F. 515 PP.
16. R.W. Cahn P.Haasen, Physical Metallurgy V.II
North-Holland Physics Publishing.
17. José María Lasserres, Tecnología del Acero. Tercera Edición Barcelona
España 1978, 850 PP.
18. José Apraiz Aceros Especiales y Otras Aleaciones.
Editorial Dossat S.A. 652 PP.
19. Seybalt y Burke, Técnicas de Metalurgia Experimental.
Editorial Limusa 367 PP.
20. Harner E. Davis y George Earl Troxell, Ensaye e Inspección de los
Materiales en Ingeniería, Mc. Graw-Hill 577 PP.

21. A. Mendoza, A. Salazar, A. Morales, J. Montemayor-Aldrete
Método para calibrar levas tipo Andrade-Chalmers que aplican esfuerzos constantes durante pruebas de termofluencia Revista Mexicana de Física 40 No. 1 (1994) 90-105.
22. Japanese Industrial Standard
Z2271-1968, Z2272-1968, 60567-1976.
23. American Society for Testing and Materials, E139, E150 y E151.
24. Carl A. Keyser. Técnicas de Laboratorio para pruebas de Materiales. Limusa S.A. de C.V. 1988, 95 PP.
25. Calculo de la Vida Remanente en tubería de las Instalaciones Termoelectricas, Ismael Cortes Alcántara 1993, ENEP Aragón UNAM.
26. Hostinsky Cadek. A Constant Tensile Stress Creep Testing Machine Journal of Testing and Evaluación JTEVA, 178A, Vol 4, N°1.
27. E.N. de C. Andrade y B. Chalmers, The Resistivity of Polycrystalline wires in relation to plastic deformation, and the mechanism of plastic flow. Proc. Roy. Soc London, Vol 138A, 1932.
28. Instituto de Investigaciones Eléctricas de Cuernavaca, Termofluencia y vida residual de los aceros, SA 213 T9, SA 213 31611. Pérez Baeza Guadalupe ESIME. INIP.
29. J. Fuentes Maya J. Ramírez Berman. L. Martínez Gómez. Diseño y construcción de una máquina de termofluencia. Instrumentación y desarrollo, No. 3, Vol 1, 1983.

30. Collett-Hope. Mediciones en Ingeniería, Editorial, Gustavo Gili S.A. Barcelona 1976.
31. W.H. Tuppeny Jr y A.S. Kobavashi, Análisis Experimental de Tensiones, Editorial URMO BILBAO 1970, 137 PP.
32. Higgins Raymod A, Ingeniería Metalúrgica Tomo I, compañía editorial Continental S.A., 469 PP.
33. E.N. de C. Andrade, On the Viscous flow in Metals, and allied Phenomena, Proc. Roy. Soc, London, Vol 84A, 1910
34. Arthur G. Erdman, George N Sandor, Mechanism Design Analysis y Synthesis Vol I, Prentice-Hall inc 1984, 530 PP.
35. C.W. Ham. M.E. E.J Crane W.L: Rogers, Mecánica de máquinas Mc. Graw-Hill México 1980, 498 PP.
36. A. Acoltzic. Fallas Por Sobrecalentamiento de Tubos de Calderas y sus Características Metalográficas, Revista del Instituto México del Petróleo o. 255 Vol. V No. I año 1973.
37. Tesis Falla de Calderas por Termofluencia Acelerada por Oxidación Guerrero Torres, Héctor Francisco, Roberto Rosas Velázquez 1991, UNAM.
38. Tesis Pruebas de Termofluencia en Aleaciones Metálicas Ariel Salazar Flores 1992, UNAM.
39. Investigación de campo y no publicada, A. Mendoza e Instituto de Investigaciones Eléctricas de Cuernavaca.

40. V.H. Faires, Diseño de Elementos de Máquinas, Edición Montaner y Simón, S.A. Barcelona 1977, 783 PP.
41. Manual de Instrucciones. Capacitación Audiovisual para Clientes CFE. IRD Mechanalysis, INC. Subsidiaria de la H.H. Robertson Company Columbus Ohio.
42. Manual del Ingeniero Mecánico, Baumeister Avallone, Mc. Graw-Hill 1982 Octava Edición Sección 3.
43. J. León Dinámica de Máquinas Litusa S.A. Primera Edición 1983, 442 PP.
44. Joseph E. Shigley. Teoría de Máquinas y Mecanismos Mc. Graw-Hill. 1978, 580 PP.
45. Hamilton H. Mabie. Mecanismos y Dinámica de Maquinaria, Litusa S.A. Primera Edición 1978, 580 PP.
46. Joseph schröck. Montaje Ajuste Verificación de Elementos de Máquinas, Editorial Reberte 309 PP.
47. Joseph E. Shigley Diseño en Ingeniería Mecánica Mc. Graw-Hill Segunda Edición 1986, 915 PP
48. Manual de Mantenimiento de Cojinetes SKF 1988, 250 PP.
49. Catálogo General SKF 1989, 976 PP.
50. A.S. Hall Jr. A.R Holowenko, Diseño de Máquinas S. Shawm Mc Graw-Hill. Primera Edición 1977, 336 PP.

51. Manual de Aceros Fortuna Aceros Finos, Editado por Impresos Nacionales S.A. 1981, 188 PP.
52. W. Fitzgerald Robert. Resistencia de Materiales. Fondo Educativo Interamericano S.A. Representaciones y Servicios de Ingeniería S.A. México 1981 Primera Edición 477 PP.