

Generalitat de Catalunya

EXTENSIO
D'ENSENYAMENT
TÈCNIC



TEXT N.º

E 32

CALCUL D'ELEMENTS
DE MAQUINES
(PRIMERA PART)

Carrer d'Urgell 187 Barcelona

C
A
461



CÀLCUL D'ELEMENTS DE MÀQUINES

PRIMERA PART

CÀLCUL DE JUNTS

1. En la construcció de màquines és impossible que els conjunts que han de romandre indeformables puguin ésser fets d'una sola peça; ho impedeixen, en primer lloc, les condicions de possibilitat constructiva i, en segon lloc, la necessitat d'atendre a la facilitat de muntatge dels diferents òrgans maquinals o dels elements de les estructures. També convé, en moltes ocasions, que certes parts puguin ésser substituïdes amb facilitat, puix que el deteriorament i desgast és diferent a cada element. Per tant, les unions han d'ésser de dues menes : unes per a aquells casos que, un cop realitzades, no cal desfer-les mai més; les altres per a quan es necessita poder-les desmuntar. Les primeres, o sia les *unions no desmuntables*, es fan per mitjà de reblons, soldant les peces, o mitjançant *unions forçades* o *manegaments*, les quals poden ésser fetes en calent o en fred. Les *unions desmuntables* es fan amb cargols o amb clàvetes segons la mena d'òrgans que cal reünir.

REBLONS

2. Per a unir permanentment dues peces metàl·liques podem utilitzar els reblons. Els reblons, abans de servir-nos-en, estan formats per una part cilíndrica anomenada canya del rebló, un extrem de la qual s'expansiona formant la cabota del rebló. La segona cabota necessària per a poder conservar ajuntades les dues peces que s'uneixen, es fa reblant el tros sortint de la canya del rebló a cops de martell o bé comprimint-lo, un cop el rebló ha estat introduït al forat corresponent. El reblat pot ésser fet en fred o en calent; quan es fa en calent les peces queden més ben ajuntades, puix que llavors, a més de la pressió que resta un cop reblat el rebló, s'hi afegeix la pressió provinent de la contracció que es produeix en refredar-se. Aquesta contracció del rebló fa que el frec entre les dues peces en contacte sigui

més gran, cosa que acreix la solidesa del junt. En calcular les reblades, però, no cal que tinguem en compte aquest augment de resistència provinent de la pressió per contracció del rebló; només cal calcular el junt per la resistència que oposa el rebló a la cisalladura, puix que si tinguéssim en compte el fregament i per una causa qualsevol s'afluixés el rebló, la solidesa del junt no seria la que hem calculat.

Perquè el rebló pugui resistir amb seguretat la tensió interna provinent de la contracció del metall en refredar-se, cal emprar material ben plàstic en calent i que tingui un límit aparent d'elasticitat molt elevat, el qual cal mirar de no sobrepassar mai en determinar les dimensions dels reblons. L'acer dolç Martín-Siemens i l'acer níquel reuneixen aquestes qualitats; per tant, són un bon material per a reblons; actualment el ferro dolç no s'empra gaire.

3. Cal fer les reblades seguint certes normes que varien segons sigui la finalitat dels elements que tractem d'unir: *a)* Reblades per a transmetre i resistir grans forces, com passa en les construccions metàl·liques com ponts, grues, etc.; *b)* Reblades que han de formar un junt hermètic sense haver d'aguantar grans esforços, com xemeneies, recipients sense gaire pressió, i *c)* Reblades que han de reunir les dues condicions citades, com passa en les calderes i recipients de pressió.

4. La forma de les cabotes dels reblons també varia segons sigui l'objecte llur; la fig. 1 representa un rebló de força per a ponts, anomenat rebló

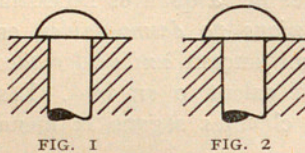


FIG. 1

FIG. 2

de *cap rodó*, mentre que la fig. 2 indica la forma d'un rebló de força i hermètic per a calderes la cabota del qual és de base més ampla que l'anterior.

Quan per certes exigències constructives convé que la cabota

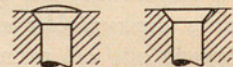


FIG. 3

FIG. 4

no sobresurti gaire, s'empren els reblons de *cap de gota de sèu*, part de la cabota del qual s'amaga,

tal com indica la fig 3, dins les planxes, axamfranant la vora del forat. Si es vol que quedi arran de la xapa, llavors s'empren els reblons de *cap perdut* (fig. 4).

Els reblons són designats per llur diàmetre d , el qual pot ésser expressat en polzades: $1/4''$, $3/8''$, $1/2''$, $5/8''$; o bé, com és més corrent al continent europeu, en mil·límetres: 6, 9, 12, 15 mm. Els reblons compresos entre 3 i 9 mm augmenten de diàmetre de mil·límetre en mil·límetre, i els compresos entre 10 i 43 mm augmenten de 3 en 3 mm; els reblons de 40 i 43 mm únicament s'empren en el reblat a màquina.

Si es vol que la reblada resulti acurada, els reblons s'han de situar a distàncies no superiors a $6d$ un de l'altre, a l'objecte d'obtenir una millor unió i contacte entre les peces.

Els reblons que s'usen per a reblar en fred són els de diàmetre que indiquem a continuació:

Diàmetres

Del forat....	d_i	mm	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5
Del rebló....	d	mm	3	4	5	6	7	8	9

Secció

Del rebló....	S	cm ²	0,07	0,125	0,196	0,283	0,385	0,502	0,636
---------------	-----	-----------------	------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

La Taula I indica les mides dels reblons emprats en calent.

Quant a la llargada l de la canya del rebló (fig. 5), serà determinada pel gruix H de les planxes que cal unir, més la part h que ha de sobresortir per a la formació de la cabota.

Per a valor de h es pren de $1,30 d$, per al reblat a màquina, a $1,75 d$, per al reblat a mà. Com a terme mitjà de la llargada l es pren

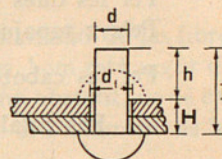


FIG. 5

$$l = H + 1,5 d.$$

La Taula I ens dóna, per a les diverses mides de reblons, la llargada total de la canya comptant-hi el tros que serveix per a fer la cabota.

TAULA I

Diàmetre del forat d_f mm	Diàmetre del rebló d mm	Àrea de la secció del rebló cm ²	Llargada total l	
			Reblons per a ponts mm	Reblons per a calderes mm
11	10	0,95	$1,34 H + 11$	$1,34 H + 15$
14	13	1,54	$1,29 H + 15$	$1,26 H + 19$
17	16	2,27	$1,26 H + 17$	$1,24 H + 28$
20	19	3,14	$1,24 H + 19$	$1,27 H + 32$
23	22	4,15	$1,21 H + 23$	$1,23 H + 35$
26	25	5,31	$1,20 H + 26$	$1,20 H + 39$
29	28	6,60	$1,18 H + 30$	$1,18 H + 43$
32	31	8,04	$1,16 H + 34$	$1,16 H + 45$
35	34	9,62	$1,15 H + 37$	$1,15 H + 49$
38	37	11,34	$1,14 H + 40$	$1,14 H + 56$
41	40	13,20	$1,13 H + 43$	$1,13 H + 59$

Per tal de facilitar el càlcul del pes de les peces maquinals, a la Taula II hem consignat els pesos dels caps dels reblons.

TAULA II

Diàmetre del rebló en mm	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
	Pes en kg de 1000 caps de rebló														
Tipus de la fig. 1...	2,3	4,4	7,6	12,1	18	25,7	35,2	47	61	77,3	96,6	119	144	173	205
Tipus de la fig. 2...	6,3	7	12,2	19,4	29	41,2	56,5	75,2	97,6	124	155	191	231	278	330

Exemple. — Un junt format de dues xapes de ferro de $150 \times 70 \times 0,8$ cm i dos tapajunts de $30 \times 70 \times 0,8$ cm i trenta-vuit reblons de 16 mm de diàmetre pesa:

Per les dues xapes de 0,8 cm.....	131,88 kg
Pels 2 tapajunts.....	26,37 »
Per les cabotes dels 38 reblons : $38 \cdot 2 \cdot \frac{28,9}{1000} =$	2,20 »
Pes total del junt.....	160,45 »

Per a designar en els dibuixos i projectes els reblons de diàmetre més corrents, s'usen els signes convencionals que indiquem a continuació:

Diàmetre del rebló....	11	14	17	20	23	26	Quan $d > 26$ mm es representen per un cercle amb la indicació del diàmetre, així: ⊕^{41}
Símbol.....							

5. En aixafar els reblons per fer la cabota, cal tenir cura d'aconseguir dos objectius : eixamplar la canya del rebló fins a emplenar completament els forats de les planxes, i formar la segona cabota.

A la fig. 6 veiem que si l'aixafament de la cabota s'ha fet bé, la canya del rebló emplena ben bé els forats de les planxes. Altrament, si el rebló és massa fred o si es fa massa de pressa la cabota (fig. 7), el cos del rebló queda balder dins del forat; no cal dir que llavors la unió treballaria malament.

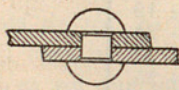


FIG. 6

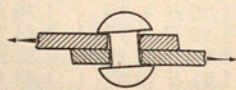


FIG. 7

Les reblades es calculen amb el supòsit que el forat és reblit completament de material; és a dir, es calcula pel diàmetre del forat i no pel diàmetre del rebló. Aquesta és la raó perquè cal procurar que el rebló no vagi balder dins del forat.

Els forats on han de col·locar-se els reblons es fan per mitjà del punxó o amb broca. Foradant amb broca queda un treball més acurat, puix que no es produeixen esquerdes en les planxes, cosa que passa sovint quan es foraden amb un punxó. A més, els forats fets amb punxó (fig. 8) resulten cap-i-amplés degut a l'arrossegament del material.

Les vores dels forats dels reblons de calderes s'aixamfranen en una profunditat de $\frac{d}{8}$ a $\frac{d}{10}$ del diàmetre. En les reblades dels ponts no s'acostuma a fer-ho i solament es treuen les rebaves de les vores que queden després del punxonat o del foradat amb broca.

Es diu que el foradat amb punxó (fig. 8) té l'avantatge d'ajudar a l'adherència de les planxes, puix que la mica de material que s'escorre cap al forat de la planxa següent a aquella per on ha entrat el punxó, ajuda a donar resistència al junt. Malgrat això, com que té el greu inconvenient de castigar el material en les vores dels forats, és millor fer els forats amb broca, que és el que prescriuen la majoria de plec de condicions d'execució de construccions metàl·liques.

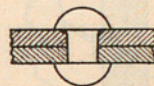


FIG. 8

L'aixamfranat de les vores del forat facilita la desviació de les fibres del rebló (fig. 9), i, com que s'han eliminat les rebaves, hom està segur del perfecte contacte de les planxes; això no obstant, no té cap influència sobre la resistència del junt al lliscament de les planxes.

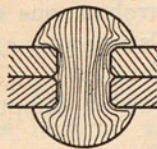


FIG. 9

Els forats es fan sempre d'un diàmetre lleugerament superior al que té el rebló abans de col·locar-lo; això es fa, en primer lloc, per facilitar l'entrada de la canya del rebló dins dels forats dels junts i, en segon lloc, perquè, en fer-li el cap, el cos del rebló en augmentar de diàmetre degut a l'aixafament quedi el forat ben reblit de material. Per a reblar en fred reblons de 3 a 10 mm es fa un forat de diàmetre $d_f = d + 0,5$ mm i per a reblar en calent reblons fins a 40 mm de diàmetre, el forat es fa $d_f = d + 1$ mm.

Per a fer que els forats coincideixin tant com es pugui, és convenient perforar alhora les planxes que han d'anar superposades. La tolerància màxima permesa en el descentrament dels forats de les dues planxes, és aproximadament 5 per cent del seu diàmetre.

6. Per a estudiar com treballa una reblada analitzarem les diverses maneres com es pot trencar. Suposarem que es tracta d'una reblada senzilla sense tapajunts i amb un sol rebló. Si sotmetem les dues xapes que componen el junt a un esforç de tracció gradualment creixent, primer de tot s'iniciarà un lleuger lliscament de les xapes fins que el rebló toqui a les dues planxes. Si la tracció creix, un cop vençudes l'adherència i el frec entre elles, el rebló comença a treballar per cisalladura; si continua augmentant es produirà la ruptura per la part més feble, la qual pot ocórrer de cinc maneres distintes:

- a) Per fractura paral·lela a la vora de la planxa (fig. 10).
- b) Per cisallament o talladura del rebló (fig. 11).
- c) Per aixafament de la xapa o del cos del rebló (fig. 12).

- d) Per esqueixament de la xapa perpendicular a la vora (fig. 13).
 e) Per doble cisalladura perpendicular a la vora de la planxa (fig. 14).

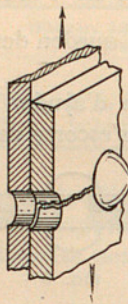


FIG. 10

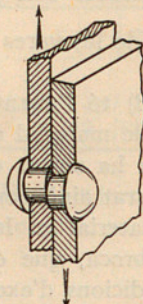


FIG. 11

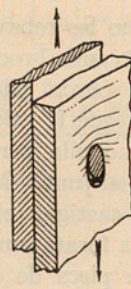


FIG. 12

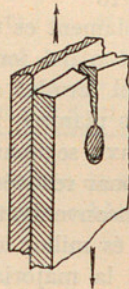


FIG. 13

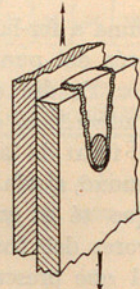


FIG. 14

Com que hi ha una certa correlació entre els dos darrers casos de fractura amb el primer, podem establir, i la pràctica ens ho corrobora, que si un junt és suficientment fort per a poder resistir els esforços dels conceptes a), b) i c), podrà suportar sense trencar-se els dels conceptes d) i e).

Per tant, per al càlcul d'un junt reblat basta només tenir en compte les tres primeres formes de ruptura.

7. En calcular una reblada cal verificar si la força necessària per a produir les diverses menes de la ruptura resulta sempre la mateixa a tots els casos.

Prendrem com a base de càlcul dels diversos casos de ruptura una tira de planxa d'amplada igual a la distància t entre els centres de dos rebllons consecutius.

a) *Ruïtura de la planxa.* — En aquest cas (figura 15), l'amplada de la planxa al llarg de la qual ocorre la fractura és $(t - d)$, i com que la planxa té un gruix e , la secció de fractura S és

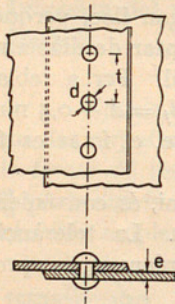


FIG. 15

$$S = (t - d) e$$

Per tant, si designem per σ el coeficient de treball del material a la tracció, la càrrega admissible del junt serà

$$P = \sigma \cdot S = \sigma (t - d) e \quad (1)$$

b) *Cisallament dels rebllons.* — En el cas d'haver-hi (fig. 16) una sola secció de cisalladura, la secció de cisallament és

$$S = \frac{\pi d^2}{4}$$

Per tant, si designem per τ el coeficient de treball del material a la cisalladura, la càrrega admissible del junt serà

$$P = \tau \cdot S = \tau \frac{\pi d^2}{4} \quad (2)$$

En el cas d'estar la reblada constituïda per n seccions de cisalladura (fig. 17), llavors, la càrrega admissible del junt serà

$$P = \tau \cdot n \cdot S = \tau \frac{n \cdot \pi d^2}{4} \quad (3)$$

c) *Aixafament dels reblons.* — En aquest cas (fig. 16), el rebló presenta a l'aixafament una superfície S donada pel diàmetre d del rebló multiplicat pel gruix e de la planxa, és a dir

$$S = d \cdot e$$

Per tant, designant per σ_c el coeficient de treball del material a la compressió, la força admissible de junt, pel que fa referència a aquesta mena de treball, serà

$$P = \sigma_c \cdot S = \sigma_c \cdot d \cdot e \quad (4)$$

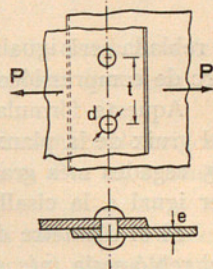


FIG. 16

Per a valors de σ i σ_c prendrem per l'acer $\sigma = 10$ a 12 kg/mm²; en reblades senzilles $\sigma_c = 16$ kg/mm² i en reblades dobles $\sigma_c = 20$ kg/mm²; per als valors de τ els que hi ha consignats a la Taula v.

8. Perquè una reblada suporti igualment bé l'esforç d'aixafament de les parets del forat de la planxa (cas c) i l'esforç de ruptura per cisalladura del rebló (cas b), cal establir la igualtat entre aquestes dues menes de treball.

Considerem (fig. 16) el cas d'una sola filada de reblons, és a dir, el cas de reblada senzilla. Per tal de determinar el diàmetre del rebló en funció del gruix de la planxa establirem per a aquest cas la igualtat de treball màxim de cisalladura del rebló i el treball de compressió diametral a què està sotmès el tros de planxa de davant del rebló.

Designem per d el diàmetre del rebló, per e el gruix de la planxa, per τ el coeficient de treball per cisalladura del rebló i per σ_c el coeficient de treball per compressió de la planxa. Si designem per P la força que ha de resistir el junt en una amplada t , podem posar

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \tau = d \cdot e \cdot \sigma_c \quad (1)$$

Segons l'experiència entre ambdós coeficients podem establir la relació

$$\sigma_c = 2 \tau$$

Llavors la fórmula (1) quedarà sota la forma

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \tau = d \cdot e \cdot 2 \tau \quad (2)$$

És a dir, si

$$\frac{\pi d}{4} = 2 e$$

o, el que és el mateix aproximadament, si

$$d = 2,5 e \quad (3)$$

la reblada serà igualment resistent a l'esforç de cisalladura del rebló i a l'esforç de compressió o aixafament de la planxa.

Aquesta fórmula (3), que ens determina el diàmetre del rebló en funció del gruix de la planxa, ens fa veure que el junt en el qual els reblons siguin 2,5 vegades més gran de diàmetre que el gruix de la planxa, serà resistent per igual a la cisalladura del rebló com a l'aixafament de la planxa.

Si el diàmetre dels reblons fos $d > 2,5 e$, la resistència a la cisalladura del rebló seria més gran que la resistència a l'aixafament de la planxa.

Si prenem reblons de diàmetre $d < 2,5 e$, la resistència de la planxa a la compressió seria més gran que la resistència a la cisalladura del rebló.

Quan els junts són per a estructures metàl·liques, la resistència del junt

a l'aixafament moltes vegades és menor que respecte al cisallament, degut al fet que les xapes són quasi sempre primes amb relació al diàmetre dels reblons.



FIG. 17

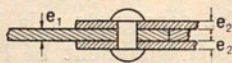


FIG. 18

Quan les planxes són de gruix diferent (fig. 17) es pren com a base de càlcul el gruix de la més prima.

9. Si la unió porta dos tapajunts (fig. 18), cada rebló tindrà dues seccions de cisalladura; per tant, la secció de treball dels reblons a la cisalladura serà doble també.

Llavors per trobar les equacions de resistència semblants al cas de la reblada senzilla podem establir la igualtat del treball de cisalladura i d'aixafament de la planxa així:

$$2 \frac{\pi d^2}{4} \tau = d \cdot e \cdot \sigma_c \quad (1)$$

Es pren com a valor de e el més petit dels gruixos : el de la planxa e_1 o el dels dos tapajunts $2 e_2$.

El fet d'haver doblat el nombre de seccions de cisalladura dels reblons fa que puguem prendre un coeficient de treball per aixafament de la planxa més elevat que quan només n'hi havia una;

$$\sigma_c = 2,5 \tau$$

Substituint aquest valor en l'expressió (1) tindrem

$$2 \frac{\pi d^2}{4} \tau = 2,5 d \cdot e \cdot \tau \quad (2)$$

d'on

$$d = 1,6 e \quad (3)$$

és a dir, que perquè la reblada sigui igualment resistent a la cisalladura dels reblons com a l'aixafament de la planxa, cal que el diàmetre llur sigui 1,6 vegades més gran que el gruix de la planxa més prima.

Com en el cas d'abans, quan $d > 1,6 e$, calcularem el nombre de reblons per la resistència a l'aixafament dels costats dels forats i si $d < 1,6 e$, considerarem solament la resistència a la cisalladura.

10. Estudiades les formes a), b) i c) de fallida de les reblades, cercarem les relacions necessàries entre la b) i la e) per tal d'obtenir una reblada amb un bon aprofitament del material.

La resistència per cisalladura del cos del rebló val $P = \frac{\pi d^2}{4} \tau$ i la de les dues superfícies marcades amb el ratllat (fig. 19) és

$$P = 2 \left(m - \frac{d}{2} \right) e \cdot \tau'$$

en la qual τ' és el coeficient de resistència a la cisalladura de la planxa.

Igalant aquests dos valors, tenim:

$$\frac{\pi d^2}{4} \tau = 2 \left(m - \frac{d}{2} \right) e \cdot \tau' \quad (1)$$

Posant en lloc de d el seu valor $2,5 e$ que abans hem trobat, i com que per les qualitats dels materials emprats podem suposar $\tau = \tau'$, queda

$$\frac{\pi \cdot 2,5^2 \cdot e^2}{4} \tau = 2 \left(m - \frac{d}{2} \right) e \cdot \tau$$

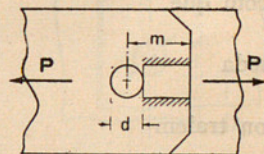


FIG. 19

de la qual traiem el valor de

$$m = 3,7 e \quad (2)$$

que, en funció del diàmetre, dóna:

$$m = 3,7 e = 3,7 \frac{d}{2,5} = 1,5 d \quad (3)$$

La separació m entre forats en la direcció de la força serà de 2,5 a 3 d , amb la qual cosa garantim suficientment la resistència a la ruptura de la xapa en la direcció de la força.

La separació t entre els centres dels reblons (fig. 20 a) en la direcció perpendicular a la de la força es dedueix establint la condició perquè la resistència de la planxa a la tracció en la secció útil que correspon a una fila de reblons sigui igual a la resistència per cisalladura que aquests reblons ofereixen:

$$\frac{\pi d^2}{4} \tau = (t - d) e \cdot \sigma \quad (4)$$

en la qual σ significa el coeficient de treball per tracció de la planxa.

Generalment la relació entre els coeficients de treball del material, val:

$$\tau = \frac{3}{4} \sigma$$

i substituint-la en l'equació (4) tindrem

$$\frac{\pi d^2 \cdot 3}{4 \cdot 4} = (t - d) e$$

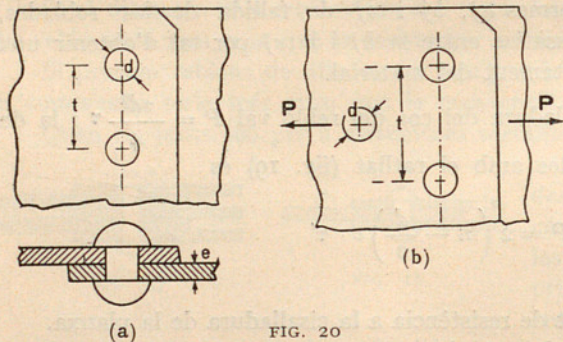


FIG. 20

i com que

$$d = 2,5 e$$

queda

$$1,5 d = t - d$$

d'on traiem

$$t = 2,5 d$$

II. Si la reblada tingués doble fila de reblons (fig. 20 b), com que a l'amplada t corresponen dues seccions de cisalladura, establiríem la condició d'igualtat entre els treballs de la planxa i dels reblons d'aquesta manera

$$2 \frac{\pi d^2}{4} \tau = (t - d) e \cdot \sigma$$

En aquest cas convé prendre valors més petits per a τ , per tal de tenir en compte la possibilitat d'un repartiment desigual de l'esforç entre els reblons; s'acostuma a fer $\tau = 0,6 \sigma$ i així resulta

$$0,3 \pi d^2 = (t - d) \frac{d}{2,5}$$

d'on

$$0,75 \pi d = t - d$$

i finalment

$$t = 3,3 d$$

Per tot el que acabem d'indicar ja es veu la marxa que es segueix per a una determinació analítica de les dimensions i distribució convenient dels elements d'una reblada. Com que hem de partir de valors que ens permetin de tenir una seguretat en els coeficients de treball que adoptem, ja que aquests són la base del càlcul, cal cercar-los experimentalment. Això és el que féu amb tota cura i estudiant detalladament cada cas i tipus de reblada, l'alemany *Bach*, els treballs del qual han servit per a tenir un coneixement clar de la manera de comportar-se les unions reblades.

12. *Mòdul de la reblada.* — On la planxa està més afeblida és en la secció determinada per una fila de reblons (fig. 21); hi prendrem per valor de σ l'esforç màxim de treball permès; per tant, en la secció plena *AA* no tallada per cap rebló treballarà amb un coeficient unitari σ' menor que σ . L'esforç de tracció que suportarà una tira de planxa d'amplada t serà: $t \cdot e \cdot \sigma'$. Aquest valor ha d'ésser igual al que es transmet a la tira de planxa d'amplada $l = t - d$; per tant:

$$t \cdot e \cdot \sigma' = (t - d) e \cdot \sigma$$

d'on

$$\sigma' = \sigma \frac{t - d}{t}$$

El factor $\frac{t - d}{t}$, menor que la unitat, s'anomena *mòdul de la reblada*, i representa l'afebliment de la planxa degut als forats. Per exemple, si $t = 50$ mm, $d = 20$ mm, el mòdul m de la reblada serà

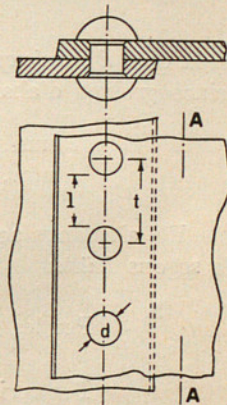


FIG. 21

$$m = \frac{50 - 20}{50} = 0,6$$

que ens expressa la relació entre la resistència del palastre en la secció afeblida pels forats i la de la planxa plena.

13. El diàmetre del rebló cal que sigui proporcionat al gruix de les planxes, puix que si és massa prim, hi ha el perill que es trenqui un cop reblat, puix que la tensió que es produeix en refredar-se no és la que correspon a l'escurçament experimentat. Per a obviar aquesta incertesa s'han establert fórmules que interpreten les experiències efectuades.

Segons *Lamaitre*, si expressem d i e en mil·límetres, el diàmetre del rebló serà determinat per la fórmula:

$$d = 1,5 e + 4 \quad (1)$$

Si establim una taula de valors per als diferents gruixos de planxa, trobarem:

e mm.....	5	10	22
d mm.....	11,5	19	39

Aquesta fórmula dóna reblons d'un diàmetre massa exagerat quan el gruix de la planxa passa de 15 mm.

Colombo dóna la següent fórmula, que va força bé:

$$d = 6 \sqrt{e}$$

en la qual d i e s'expressen, com abans, en mil·límetres. Aplicant-la als mateixos gruixos d'abans tenim:

e mm.....	5	10	22
d mm.....	13,5	19	28

Els alemanys acostumen a usar una fórmula semblant a l'anterior, que és segons *Hütte*:

$$\text{Per les construccions metàl·liques: } d = \sqrt{5e} - 0,2 \quad (3)$$

$$\text{Per recipients de pressió: } d = \sqrt{5e} - 0,4$$

en la qual d i e són donats en centímetres; aquesta expressió proporciona resultats lleugerament més petits que l'anterior.

Una relació molt emprada és la que proposa *Dubbel*

$$d = e + \text{constant}$$

on el valor de la constant varia segons els casos; així, per exemple, en el cas de reblat senzill es té:

$$d = e + 1 \text{ cm} \quad (4)$$

i en el cas de doble tapajunt i una sola fila de reblons

$$d = e + 0,7 \text{ cm}$$

i quan hi ha dues files de reblons

$$d = e + 0,6 \text{ cm}$$

Quan es tracta de reblades a les quals convé cercar efectes d'hermeticitat, convé prendre diàmetres més petits i posar els reblons en més gran nombre.

14. En la Taula III i en el gràfic adjunt (fig. 22) resumim els valors que ens donen les fórmules que acabem d'exposar per a diferents valors del gruix e de la planxa. La columna darrera ens dona els valors màxims a què pot arribar d quan calculem la unió considerant la cisalladura dels reblons.

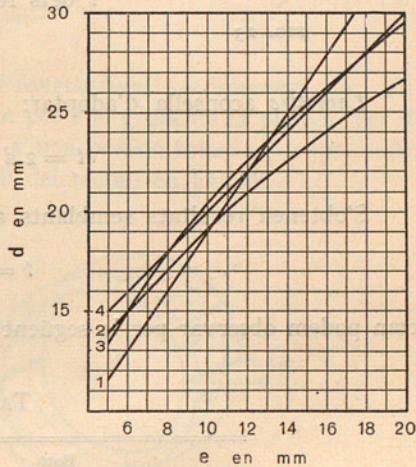


FIG. 22

TAULA III

e	1,5 e + 4 mm	6√e mm	√5e - 0,2 cm	e + 1 cm	2,5 e
cm	mm	mm	mm	mm	mm
0,6	13	15	15	16	15
0,8	16	17	18	18	20
1	19	19	20	20	25
1,2	22	21	22	22	30
1,5	26,5	23	25	25	39,5

Com podem observar, les fórmules esmentades proporcionen valors de d que compleixen la condició

$$d < 2,5 e$$

15. Si volem atendre a les condicions pràctiques per a realitzar la reblada, no podem acostar massa els reblons, per tal que sigui còmoda la

formació dels caps; per altra banda, no podem passar d'una separació màxima amb l'objecte d'aconseguir una íntima unió de les planxes, que, altrament, tindrien tendència a adoptar posicions com la que indica la fig. 23, sobretot en el cas de calderes i recipients sotmesos a pressió interior.

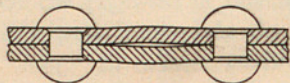


FIG. 23

Així *Bach* aconsella, per a calcular el pas t dels reblons, emprar la fórmula

$$t = 2d + 8 \text{ mm}$$

Lamaitre aconsella d'adoptar:

$$t = 2d + 10 \text{ mm}$$

S'obtenen resultats semblants amb la relació que dona *Hütte*:

$$t = 2,5 d$$

com podem observar per la següent TAULA IV:

TAULA IV

d	Bach $2d + 8$	Lamaitre $2d + 10$	Hütte $2,5 d$
mm	mm	mm	mm
10	28	30	25
16	40	42	40
22	52	54	55

Aquestes fórmules s'han establert preveient una bona realització pràctica de la reblada i tenint present que una exagerada proximitat dels forats pot provocar esquerdes en el material durant l'execució del foradat o punxonat.

REBLADES EN ELS RECIPIENTS DE PRESSIÓ

16. En fer el càlcul de les unions reblades dels recipients cilíndrics sotmesos a pressió interior, considerarem dos casos segons que es tracti de junts longitudinals o transversals.

En el primer cas, la força interna tendeix a produir una ruptura segons un pla diametral $A - B$ (fig. 24).

En el segon, la força, deguda a la pressió interna contra els fons del recipient, tendeix a separar-lo en dues parts segons una línia de fractura transversal $C - D$ (fig. 25).

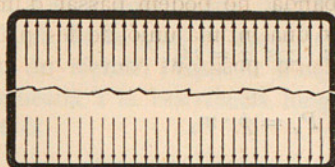
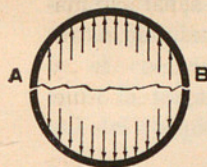


FIG. 24

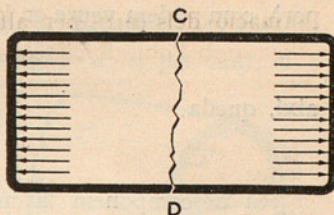


FIG. 25

17. Càlcul de l'esforç en una secció longitudinal. — Suposem (fig. 26) que AB és el pla de ruptura. Designem per e el gruix de la planxa, per d el diàmetre interior del recipient sotmès a una pressió interna p expressada en kg/cm^2 i per σ el coeficient de treball del metall en kg/cm^2 .

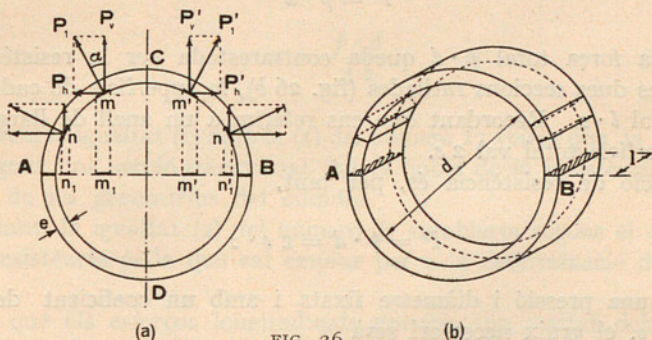


FIG. 26

Considerem un anell de llargada l igual a la unitat. La pressió perpendicular a la cara interna de la superfície corresponent a un element d'arc m és

$$P_1 = p \cdot m \cdot l = p \cdot m$$

Per a un element m' simètric del m respecte el pla CD perpendicular a l' AB , la pressió normal P'_1 és

$$P'_1 = p \cdot m'$$

Si descomponem aquestes pressions P_1 i P'_1 en dues components, una paral·lela al pla AB i l'altra perpendicular a aquest pla, podem observar que les dues components horitzontals P_h i P'_h són iguals i directament oposades. Per tant, es contraresten mútuament.

La component vertical P_v val

$$P_v = P_1 \cos \alpha = p \cdot m \cdot \cos \alpha$$

però, com podem veure en la figura

així, queda

$$m \cdot \cos \alpha = m_1$$

$$P_v = p \cdot m_1$$

Si descomponem la mitja circumferència $A C B$ en parts elementals tals com les $m, m', n, n' \dots$, la suma de les components $P_v, P'_v \dots$ valdrà

$$P = P_v + P'_v + \dots = p (m_1 + m'_1 + n_1 + n'_1 + \dots)$$

Com que la suma tancada dins dels parèntesis és igual al diàmetre interior d , tenim

$$P = p \cdot d$$

Aquesta força total $p \cdot d$ queda contrarestada per la resistència que ofereixen les dues seccions ratllades (fig. 26 b), la superfície de cada una de les quals val $l \cdot e$. Recordant que ens referim a un anell de llargada unitat, la superfície total val $2 e$.

L'equació de resistència és, per tant,

$$P = p \cdot d = 2 e \cdot \sigma \quad (1)$$

Per a una pressió i diàmetre fixats i amb un coeficient de treball admissible σ , el gruix necessari serà

$$e = \frac{p \cdot d}{2 \sigma} \quad (2)$$

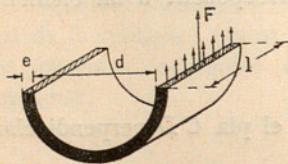


FIG. 27

Si en comptes de considerar la llargada unitat de cilindre ens referim a una longitud l , la força total F en un costat és (fig. 27)

$$F = \frac{p \cdot d}{2} \cdot l$$

Aquesta força és la que servirà per al càlcul de la reblada en les unions longitudinals.

18. Càlcul de l'esforç en una secció transversal. — La força total P deguda a la pressió damunt del fons circular del recipient és

$$P = p \frac{\pi d^2}{4}$$

aquesta força ha d'ésser equilibrada (fig. 28) per la resistència de tota la secció circular l'àrea de la qual és aproximadament $\pi \cdot d \cdot e$; per tant, si σ és el coeficient de treball, l'equació d'equilibri entre la força aplicada i la resistència longitudinal del recipient és

$$p \frac{\pi d^2}{4} = \pi d \cdot e \cdot \sigma$$

simplificada queda

$$p \cdot d = 4 e \cdot \sigma \quad (1)$$

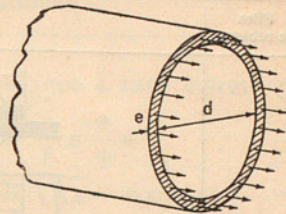


FIG. 28

D'aquí traiem el valor del gruix necessari de la planxa

$$e = \frac{p \cdot d}{4 \sigma} \quad (2)$$

Si comparem la igualtat (1) amb la (1) del número 17 veiem que la resistència $4 e \cdot \sigma$ segons una secció transversal, val el doble de la resistència $2 e \cdot \sigma$ en el sentit de les generatrius del cilindre.

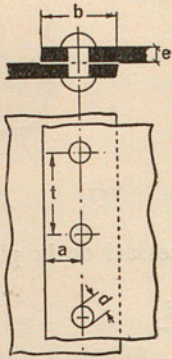
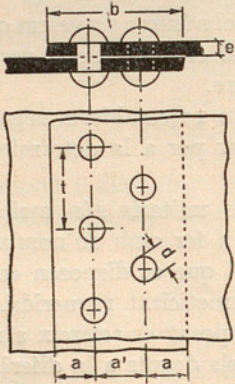
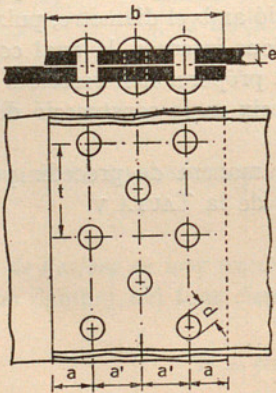
Per tant, la igualtat (2) del número 17 establerta segons el sentit de la mínima resistència és la que cal emprar per a la determinació del gruix de la planxa.

Com que els esforços longitudinals unitaris són meitat dels transversals, els junts transversals s'acostumen a fer amb un nombre de reblons per unitat de longitud igual a la meitat del que es disposen en la unió longitudinal, mentre això no perjudiqui l'hermeticitat requerida.

Hem d'observar que el que hem exposat es refereix a recipients que no estiguin sotmesos a altres esforços que els deguts a la diferència de pressions interna i externa. Les fórmules que hem deduït no són aplicables als recipients de parets gruixudes en proporció amb el diàmetre, puix que en aquest cas cal tenir en compte les deformacions internes, la qual cosa és negligible en els casos que hem estudiat i que proporcionen resultats correctes quan es tracta de parets primes, com succeeix en la construcció de calderes i recipients amb pressió interior.

Per mitjà d'exemples veurem la manera de procedir per a escollir la reblada més adient en diversos casos de la Taula V.

TAULA V

Files de rebllons	UNA SECCIÓ DE CISALLADURA
I	 <p data-bbox="786 395 1051 583"> $\tau = 600 \text{ a } 700 \text{ kg/cm}^2$ $d = \sqrt{5e} - 0,4 \text{ cm}$ $t = 2d + 0,8 \text{ cm}$ $a = 1,5d$ $b = 3d$ </p>
2	 <p data-bbox="786 769 1051 994"> $\tau = 550 \text{ a } 650 \text{ kg/cm}^2$ $d = \sqrt{5e} - 0,4 \text{ cm}$ $t = 2,6d + 1,5 \text{ cm}$ $a = 1,5d$ $a' = 0,6t$ $b = 4,56d + 0,9 \text{ cm}$ </p>
3	 <p data-bbox="786 1177 1063 1402"> $\tau = 500 \text{ a } 600 \text{ kg/cm}^2$ $d = \sqrt{5e} - 0,4 \text{ cm}$ $t = 3d + 2,2 \text{ cm}$ $a = 1,5d$ $a' = 0,5t$ $b = 6d + 2,2 \text{ cm}$ </p>

TAULA V

Files de rebllons	DUES SECCIONS DE CISALLADURA	
I		$\tau = 1000 \text{ a } 1200 \text{ kg/cm}^2$ $e_1 = \frac{5}{8} a \frac{2}{3} e$ $d = \sqrt{5} e - 0,5 \text{ cm}$ $t = 2,6 d + 1 \text{ cm}$ $a = 1,35 d$ $a' = 1,5 d$ $b = 5,7 d$
2		$\tau = 950 \text{ a } 1150 \text{ kg/cm}^2$ $e_1 = \frac{5}{8} a \frac{2}{3} e$ $d = \sqrt{5} e - 0,6 \text{ cm}$ $t = 3,5 d + 1,5 \text{ cm}$ $a = 1,35 d$ $a' = 0,5 t$ $a'' = 1,5 d$ $b = 9,2 d + 1,5 \text{ cm}$
3		$\tau_3 = 900 \text{ a } 1100 \text{ kg/cm}^2$ $e_1 = 0,8 e$ $d = \sqrt{5} e - 0,7 \text{ cm}$ $t = 6 d + 2 \text{ cm}$ $a = 1,5 d$ $a' = \frac{3}{8} t$ $b = 15 d + 3 \text{ cm}$

Exemple I. — Un recipient d'1,50 m de diàmetre ha de resistir una pressió interior de 4 kg/cm².

El gruix de la planxa es determina per l'expressió

$$e = \frac{p \cdot d}{2 \sigma'}$$

en la qual p significa la pressió interna, i d el diàmetre interior.

Fixarem el valor de σ' tenint en compte el que vàrem dir en parlar del mòdul de la reblada, i adoptarem un valor provisional per a aquest mòdul, valor que ens permetrà de conèixer σ' partint del coeficient de treball que assignem a la planxa; així, prenent $m = 0,6$ i $\sigma = 800$ kg/cm².

$$\sigma' = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ kg/cm}^2$$

El gruix de la planxa

$$e = \frac{4 \cdot 150}{2 \cdot 480} = \frac{600}{960} = 0,63 \text{ cm}$$

Tenint en compte l'afebliment que la planxa pot tenir degut a la corrosió, prendrem $e = 0,8$ cm.

Adoptant una reblada senzilla, sense tapajunt, el diàmetre dels reblons ens serà donat per:

$$d' = \sqrt{5} e - 0,4 = 1,6 \text{ cm}$$

i la separació entre els centres dels forats

$$t = 2 d' + 0,8 = 4 \text{ cm}$$

el mòdul d'aquesta reblada és:

$$m = \frac{4 - 1,6}{4} = \frac{2,4}{4} = 0,6$$

que és igual al mòdul provisional adoptat per a fixar el coeficient de treball en la secció més feble de la planxa. Podem, doncs, acceptar com a bons els valors que hem trobat per als diferents elements de la reblada.

Exemple II. — Diàmetre del recipient $d = 2$ m, pressió interna $p = 6,5$ kg/cm².

Procedint anàlogament com en l'*Exemple I*, tenim:

$$\sigma = 750 \text{ kg/cm}^2; \quad m = 0,65$$

per tant

$$\sigma' = 0,65 \cdot 750 = 487 \text{ kg/cm}^2$$

El gruix de la planxa és

$$e = \frac{p \cdot d}{2 \sigma'} = \frac{6,5 \cdot 200}{2 \cdot 487} = 1,3 \text{ cm.}$$

Prendrem $e = 1,5$ cm; llavors tindrem per als reblons

$$d' = \sqrt{5e} - 0,4 = 2,3 \text{ cm}$$

$$t = 2,6 d' + 1,5 = 7,5 \text{ cm}$$

el mòdul val

$$m = \frac{7,5 - 2,3}{7,5} = 0,7$$

com que és més gran que el valor que hem pres per al càlcul del gruix de la planxa, podem adoptar definitivament els valors que acabem de trobar. Si m fos molt més gran que el valor del qual partim, convindria estudiar una altra reblada per tal d'economitzar material. Així mateix, si el valor que trobéssim resultés més petit que el primitiu, caldria tornar a fer un altre càlcul per a trobar valors que no fatiguessin tant la planxa.

Exemple III. — Admetent que el coeficient de treball brut per a la planxa és de 700 kg/cm^2 , estudiar la condició de treball a les diferents seccions de la reblada que es veu a la fig. 29, en la qual $t = 80 \text{ mm}$, feta amb reblons de 23 mm de diàmetre. El gruix de la planxa és: $e = 18 \text{ mm}$.

El mòdul per a cada fila de reblons val

$$m = \frac{80 - 23}{80} = 0,713$$

per tant, el treball de la planxa en la secció A-A serà:

$$\sigma_A = \frac{700}{0,713} = 983 \text{ kg/cm}^2$$

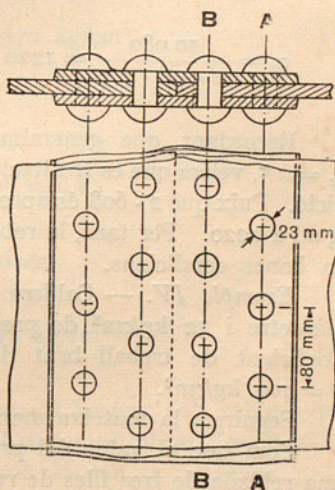


FIG. 29

Suposant un repartiment uniforme d'esforços entre els diferents reblons, tindrem que l'esforç unitari de la planxa després de la primera fila de reblons

quedarà reduït a la meitat, o sigui 350 kg/cm^2 , i en la secció B-B, on el mòdul és com abans $m = 0,713$, el treball de la planxa serà:

$$\sigma_B = \frac{350}{0,713} = 491 \text{ kg/cm}^2$$

Considerem ara una amplada de planxa compresa entre dos reblons, i tindrem que l'esforç de tracció damunt d'aquesta faixa serà:

$$P = t \cdot e \cdot \sigma = 8 \cdot 1,8 \cdot 700 = 10\ 080 \text{ kg}$$

la secció d'un rebló de 23 mm de diàmetre és igual a

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 2,3^2}{4} = 4,15 \text{ cm}^2$$

i com que l'esforç P ha d'ésser aguantat per dos reblons que corresponen a quatre seccions de talladura, l'esforç unitari serà:

$$\tau = \frac{10\ 080}{4 \cdot 4,15} = 608 \text{ kg/cm}^2$$

La pressió diametral serà:

$$\sigma_c = \frac{10\ 080}{2 \cdot 1,8 \cdot 2,3} = 1220 \text{ kg/cm}^2$$

Recordant que generalment s'admet $\sigma_c = 2 \tau$, veiem que es realitza aquesta condició. Puix que $2 \cdot 608$ és aproximadament igual a 1220. Per tant, la reblada treballa en bones condicions.

Exemple IV. — Caldera de 2 m de diàmetre i 12 kg/cm^2 de pressió interna. Coeficient de treball brut de la planxa $\sigma = 700 \text{ kg/cm}^2$.

Seguirem la mateixa marxa de càlcul que en els *Exemples I i II*.

Com que el valor del producte $p \cdot d$ és bastant alt, escollim (fig. 30) una reblada de tres files de reblons i doble tapajunts. Fixem per al mòdul un valor $m = 0,86$; llavors podem posar

$$e = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \sigma \cdot m} = \frac{200 \cdot 12}{2 \cdot 700 \cdot 0,86} = \frac{2400}{1204} = 2 \text{ cm}$$

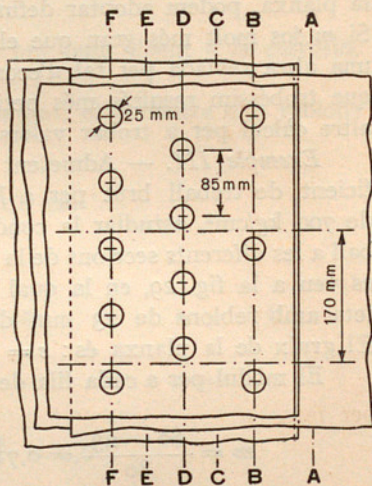


FIG. 30

prendrem

$$e = 2,1 \text{ cm}$$

llavors el diàmetre i el pas dels reblons seran, respectivament,

$$d_1 = \sqrt{5e} - 0,7 = 2,5 \text{ cm}$$

$$t = 6d_1 + 2 = 17 \text{ cm}$$

Vegem ara les condicions de treball d'aquesta reblada. La força corresponent a una secció $A - A$ per a un anell de $l = 17$ cm de llargada valdrà

$$P = \frac{p \cdot d \cdot l}{2} = \frac{200 \cdot 12 \cdot 17}{2} = 20\,400 \text{ kg}$$

Tenint en compte que en aquest cas el nombre de seccions per cisalladura $N = 2n = 2 \cdot 5 = 10$, puix que cada rebló treballa per dues seccions, l'esforç de cisalladura dels reblons serà

$$\tau = \frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{20\,400}{\frac{\pi 2,5^2}{4}} = \frac{2040}{49,1} = 416 \text{ kg/cm}^2$$

El coeficient de treball en la secció $A - A$ val

$$\sigma_A = \frac{P}{l \cdot e} = \frac{20\,400}{17 \cdot 2,1} = 570 \text{ kg/cm}^2$$

El mòdul de la secció $B - B$ és:

$$m_B = \frac{17 - 2,5}{17} = \frac{14,5}{17} = 0,85$$

per tant, el coeficient de treball de la secció és

$$\sigma_B = \frac{\sigma_A}{m_B} = \frac{570}{0,85} = 670 \text{ kg/cm}^2$$

Com que la planxa ha de resistir a cada secció l'esforç dels reblons que queden després d'ella, per a calcular-lo no cal sinó multiplicar l'esforç d'un rebló pel nombre que n'hi ha després de la secció que es considera.

Com que en la secció $C - C$ la força P ha quedat disminuïda en la fracció

$$\frac{P}{n} = \frac{20\,400}{5} = 4080 \text{ kg}$$

que és l'esforç que el rebló transmet al tapajunt, l'esforç que ha de resistir la secció $C - C$ val

$$P_C = \frac{20\,400}{5} \cdot 4 = 16\,320 \text{ kg}$$

L'esforç unitari de la planxa és:

$$\sigma_C = \frac{16\,320}{17 \cdot 2,1} = \frac{16\,320}{35,7} = 457 \text{ kg/cm}^2$$

El mòdul en la secció $D - D$ val

$$m_D = \frac{17 - 5}{17} = \frac{12}{17} = 0,7$$

i l'esforç unitari en aquesta secció $D - D$ és:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_C}{m_D} = \frac{457}{0,7} = 580 \text{ kg/cm}^2$$

A la secció $E - E$ la força que transmet la planxa val

$$P_E = \frac{20\,400}{5} \cdot 2 = 8160 \text{ kg}$$

l'esforç unitari és:

$$\sigma_E = \frac{8160}{35,7} = 228 \text{ kg/cm}^2$$

El mòdul en la secció $F - F$ val

$$m_F = 0,7$$

i en aquesta secció $F - F$ l'esforç unitari és:

$$\sigma_F = \frac{228}{0,7} = 326 \text{ kg/cm}^2$$

En les cares dels forats la pressió diametral unitària damunt de la planxa valdrà

$$\sigma_c = \frac{20\,400}{5 \cdot 2,5 \cdot 2,1} = \frac{20\,400}{26,25} = 778 \text{ kg/cm}^2$$

Exemple V. — Estudiar les condicions de treball de la reblada d'iguals característiques que l'anterior, però amb un dels tapajunts que agafi sols dues files de reblons (fig. 31).

El coeficient de treball en la secció $A - A$ val

$$\sigma_A = \frac{P}{l \cdot e} = \frac{20\,400}{17 \cdot 2,1} = 570 \text{ kg/cm}^2$$

El mòdul en la secció $B - B$ és com abans

$$m_B = \frac{17 - 2,5}{17} = 0,85$$

per tant, el coeficient de treball de la secció és, així mateix

$$\sigma_B = \frac{\sigma_A}{m_B} = \frac{570}{0,85} = 670 \text{ kg/cm}^2$$

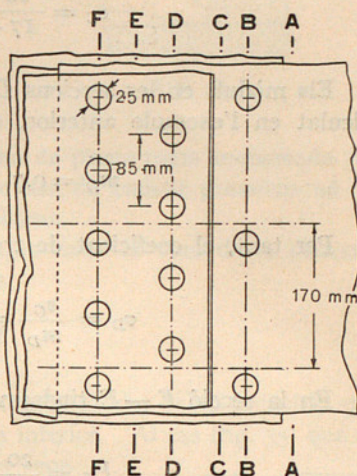


FIG. 31

En la zona on el tapajunt és doble, els reblons treballen segons dues seccions de cisalladura; per tant, els quatre reblons corresponents a l'amplada de 17 cm representen $4 \cdot 2 = 8$ seccions de cisalladura. En el tros cobert amb tapajunt senzill cada rebló ofereix una sola secció de cisalladura; per tant, només n'hi haurà una per l'amplada dels 17 cm.

Així, el nombre total N de seccions de cisalladura útils és

$$N = 8 + 1 = 9$$

L'esforç unitari en la secció transversal dels reblons val

$$\tau = \frac{20\,400}{9 \cdot \frac{\pi \cdot 2,5^2}{4}} = 462 \text{ kg/cm}^2$$

La força transmesa per la planxa en la secció plena $C - C$ és la corresponent a les vuit seccions de cisalladura que resten després d'aquesta secció. Com que la força total P es reparteix entre nou seccions de cisalladura, a les vuit esmentades correspon una força

$$P_C = \frac{20\,400 \cdot 8}{9} = 18\,133 \text{ kg}$$

per tant, el coeficient de treball en aquesta secció val

$$\sigma_C = \frac{18\ 133}{17 \cdot 2,1} = 508 \text{ kg/cm}^2$$

Els mòduls en les seccions $D - D$ i $F - F$ són els mateixos que hem calculat en l'exemple anterior, o sigui

$$m_D = 0,7 \qquad m_F = 0,7$$

Per tant, el coeficient de treball en la secció $D - D$ valdrà

$$\sigma_D = \frac{\sigma_C}{m_D} = \frac{508}{0,7} = 726 \text{ kg/cm}^2$$

En la secció $E - E$ tindrem que la força a què està sotmesa és

$$P_E = \frac{20\ 400 \cdot 4}{9} = 9066 \text{ kg}$$

i el coeficient de treball corresponent

$$\sigma_E = \frac{9066}{17 \cdot 2,1} = 254 \text{ kg/cm}^2$$

Finalment, en la secció $F - F$ el coeficient de treball és

$$\sigma_F = \frac{\sigma_E}{m_F} = \frac{254}{0,7} = 363 \text{ kg/cm}^2$$

Com es veu, la secció corresponent al segon rest de reblons $D - D$ és més perillosa que la secció anterior $B - B$.

EXECUCIÓ DE LES UNIONS REBLADES

19. *Estantament dels junts.* — Quan les planxes tenen un gruix menor de 5 mm, si es vol que el junt sigui hermètic s'interposen teles o papers impregnats de mini o altres màstics. Quan el gruix de la xapa és més gran de 5 mm, només cal recalcar el caire de les vores. Per a facilitar aquesta operació les vores de les xapes es xamfranen amb un angle d'uns 72° (fig. 32), el qual correspon a una inclinació d' $1/3$. Per a evitar el perill de fer malbé el metall, com podria succeir si l'eina fos ta-

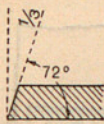


FIG. 32

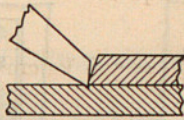


FIG. 33

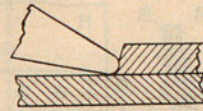


FIG. 34

llant (fig. 33), el recalcat es fa amb una eina de punta roma anomenada *folà* (fig. 34). Quan es tracta de recipients que han de resistir pressions un xic fortes, cal recalcar també els caps dels rebllons.

Perquè el recalcat tingui eficàcia cal que entre la vora de la planxa i el centre del reblló hi hagi una distància

$$m = 1,5 d$$

puix que, si la vora és massa ampla, la pressió del reblló impedeix que el viu de la vora assoli damunt de la planxa inferior. Al cas (fig. 35) que els rebllons del primer rengle estiguin molt més separats que els del rengle següent, per a conservar aquesta distància es tallen les planxes o els tapanjunts en forma de fistó.

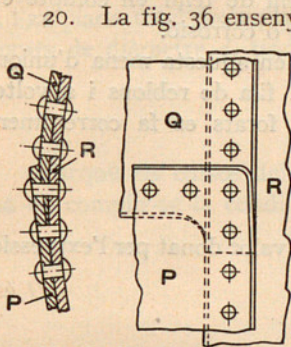


FIG. 36

20. La fig. 36 ensenya una manera de fer la unió de tres planxes amb rebllada per recobriment i amb una sola fila de rebllons. En aquest cas la unió de dos anells de caldera cal donar-li una disposició de conjunt amb les unions longitudinals alternades, tal com es veu en la fig. 37. Generalment, les unions longitudinals corresponen a generatrius molt distants; però si el desplaçament entre $A-A$ i $B-B$ és petit, cal recórrer a la unió que in-

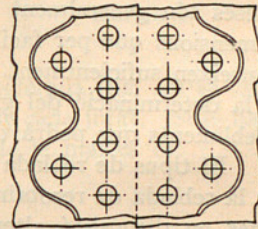


FIG. 35

dica la fig. 38, que sempre és complicada i de mal fer.

En la fig. 39 es veu una unió de dos anells amb rebllada senzilla transversal i doble longitudinal. A voltes, els anells es fan cònics, però llavors cal fer un traçat acurat de les planxes abans de tallar-les per a tenir després la forma desitjada i amb la conicitat exacta.

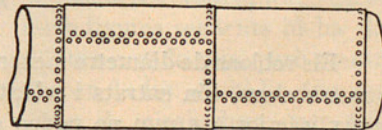


FIG. 37

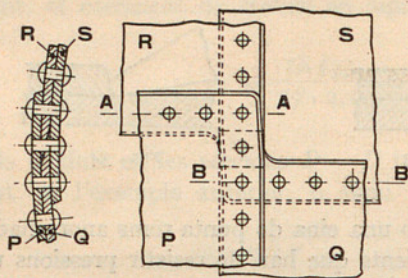


FIG. 38

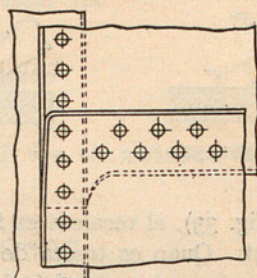


FIG. 39

DIPÒSITS

21. El segon grup en què hem classificat les reblades comprèn totes aquelles unions en les quals la condició més important a tenir present és l'hermeticitat, i quant a la resistència, com que els esforços a què estan sotmeses són generalment negligibles, no cal fer càlculs detallats, ja que les dimensions que per facilitat constructiva hem de donar als reblons ens garanteixen suficientment un bon treball del material. Pel que fa referència a la determinació del gruix de les planxes haurem de tenir en compte els afebliments que podrà tenir per oxidació, desgast o corrosió.

El tipus de reblada més generalment emprat en aquesta mena d'unions és la reblada de recobriment senzill amb una sola fila de reblons i a voltes dues en disposició alternada. El diàmetre dels forats es fa correntment igual a:

$$d = e + 0,8 \text{ cm}$$

i per a la separació o pas de la reblada prendrem el valor donat per l'expressió:

$$t = 3 d + 0,5 \text{ cm}$$

Per a la distància mínima dels centres dels reblons a la vora de la planxa es pren

$$m = 1,5 d$$

Els reblons de diàmetre menor d'1 cm, que són força utilitzats en aquestes construccions, són entrats i reblats quasi sempre en fred. Les planxes d'un gruix inferior a 5 mm no poden ésser recalcaes, i perquè les unions siguin hermètiques s'hi interposa paper, tela impregnada d'oli de llinosa, tela metàl·lica fina o paper d'estany. Actualment és freqüent fer aquestes unions per soldadura, tant elèctrica com autògena, i llavors es posa solament un nombre de reblons limitat per a facilitar el muntatge.

ESTRUCTURES METÀL·LIQUES

22. En el càlcul de les reblades, quan es tracta d'estructures metàl·liques, cal verificar si són complertes les condicions fonamentals de resistència que garanteixin les unions contra les fallides del tipus *a*, *b* i *c* que hem indicat en el número 6.

Com que no cal tenir en compte l'hermeticitat dels junts, per a la determinació del pas de la reblada, és a dir, el nombre de reblons per unitat de longitud, tindrem en compte que cada secció transversal tingui resistència suficient per a resistir la força que ha de suportar.

Si designem per *P* aquesta força, per *b* l'amplada útil de la planxa i per *e* el seu gruix, cal que es compleixi la igualtat

$$P = b \cdot e \cdot \sigma \quad (1)$$

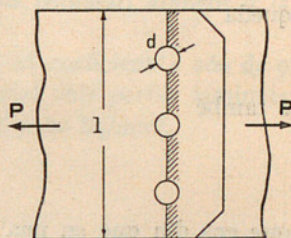


FIG. 40

L'amplada útil *b* de la planxa en la secció considerada (fig. 40) és igual a l'amplada total de la planxa *l* menys el diàmetre de cada forat. Si hi ha *n* forats de diàmetre *d*, tindrem que l'amplada útil de la planxa és:

$$b = l - n \cdot d$$

Perquè els cossos dels reblons resisteixin a la cisalladura de l'esforç *P* ha de complir-se la condició:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} N \cdot \tau \quad (2)$$

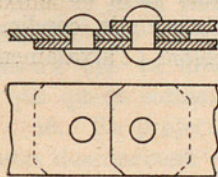


FIG. 41

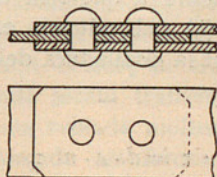


FIG. 42

en la qual *N* representa el nombre total de seccions de rebló que treballen per cisalladura. En les dues figures següents hi ha dos reblons a cada una, però mentre que en la fig. 41, hi ha tres seccions de cisalladura, per tant serà *N* = 3, en la fig. 42 n'hi ha quatre, és a dir, tindrem *N* = 4.

Finalment, perquè les vores del forat resisteixin la pressió diametral màxima cal establir la condició següent:

$$P = d \cdot e \cdot n \cdot \sigma_c \quad (3)$$

La igualació de (1) i (2) ens dona

$$b \cdot e \cdot \sigma = \frac{\pi d^2}{4} N \cdot \tau$$

i prenent el valor correntment admès en les construccions metàl·liques:

$$\tau = 0,8 \text{ a } 0,9 \sigma$$

queda

$$b \cdot e = 0,9 \frac{\pi d^2}{4} N$$

o també

$$\frac{\pi d^2}{4} N = 1,1 b \cdot e$$

que ens diu que en una secció corresponent a una fila de reblons el valor de la superfície total de cisalladura ha d'ésser almenys igual a 1,1 de l'àrea útil de la planxa.

Això ens serveix per a fer una determinació prèvia del nombre de reblons.

Designant per S la superfície útil de l'element de l'estructura que treballa a tracció o compressió i per s la de la secció de cisalladura d'un rebló, cal que es compleixi la condició

$$S = 0,9 \cdot s \cdot N$$

D'aquesta igualtat traiem

$$N = \frac{S}{0,9 s}$$

que ens permet d'establir el valor de N i poder procedir al càlcul de comprovació. Evidentment que el nombre de reblons serà igual a N dividit pel nombre de seccions de cisalladura a què fem treballar cada un d'ells.

23. Per igualació de (2) i (3) del número 22, obtenim la condició perquè la unió resisteixi igualment la cisalladura dels reblons i l'aixafament de la planxa

$$\frac{\pi d^2}{4} N \cdot \tau = d \cdot e \cdot n \cdot \sigma_c$$

Per experiències fetes s'ha obtingut la relació següent entre els coeficients de treball de compressió i de cisalladura

$$\sigma_c = 2 \text{ a } 2,5 \tau$$

Prendrem el valor inferior quan el nombre N de seccions de cisalladura és igual al de reblons i el més elevat quan és doble del de reblons, és a dir, quan $N = 2n$. Per tant, substituint els valors indicats, simplificant i traient el valor de d , tenim:

$$\begin{array}{ll} \text{Per a } N = n & d = 2,5 e \\ \text{Per a } N = 2n & d = 1,6 e \end{array}$$

Quan els valors de d són més grans que els que indiquen aquestes darreres relacions, cal determinar el nombre de reblons necessari atenent a la resistència, a la cisalladura i a l'aixafament llur.

24. Els valors més correntment emprats per al coeficient σ són de 9 a 12 kg/mm² per a l'acer dolç, que és el material dels perfils laminats corrents; i per al de cisalladura dels reblons de 7,5 a 10 kg/mm².

La fórmula ja mencionada

$$d = 6\sqrt{e} \text{ mm}$$

pot prendre's com a bona indicació per a la determinació del diàmetre adequat del rebló, quan no hi hagi altres circumstàncies constructives que obliguin fer alguna variació dins de certs límits.

25. La resistència de les planxes a l'esqueixament depèn de la distribució que fem dels forats en la reblada; així, si per fer la unió de dos palastres ens calen sis reblons i els disposem tal com en la fig. 43 a) ja es veu que la secció $A - A$ queda molt afeblida. La forma b) és més recomanable perquè fa que la reducció de l'amplada útil de la planxa sigui solament de dos diàmetres, però llavors la secció $A - A$, que és la més fatigada, queda tan disminuïda com la $C - C$, que és la que té una càrrega més petita. La disposició c) és la més recomanable, perquè la disminució de l'àrea útil de la planxa es fa a mesura que va disminuint l'esforç de tracció a què queda sotmesa cada secció transversal.

26. En projectar una reblada moltes vegades desconeixem el valor de les forces que actuen i no tenim altre base de càlcul que connectar la mena d'elements constructius que hem d'unir, per exemple, només sabem que hem d'unir un perfil U amb un palastre. En aquest cas atendrem que els elements de la unió presentin una mateixa resistència que els elements units, establint les relacions convenientes entre els diferents coefi-

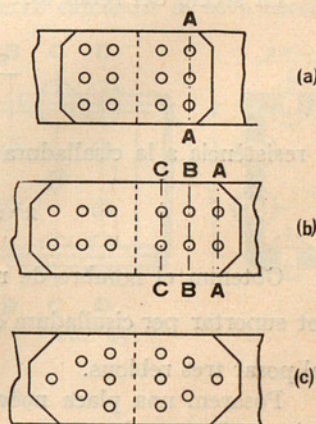


FIG. 43

cients de treball; amb això obtindrem una racional distribució i aprofitament del material de la unió a la vegada que un millor aspecte de solidesa i de continuïtat del conjunt.

Exemple I. — El tirant *A* de la fig. 44 està sotmès a una força de tracció d'11 200 kg.

Dimensionar el tirant i la reblada prenent per als coeficients de treball els valors:

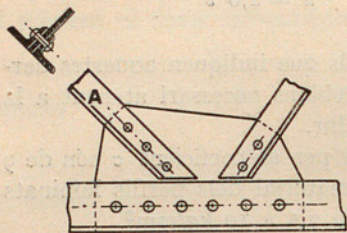


FIG. 44

$$\sigma = 1200 \text{ kg/cm}^2 \text{ i } \tau = 1000 \text{ kg/cm}^2$$

Resolució. — La secció útil del tirant necessària per a suportar aquest esforç és de

$$\frac{11\,200}{1200} = 9,34 \text{ cm}^2$$

Per tal de tenir en compte la disminució de la secció pels forats dels reblons, adoptarem dos ferros angle de $60 \cdot 60 \cdot 6$, que ens donen una secció total de $2 \cdot 6,91 = 13,82 \text{ cm}^2$.

Posant els reblons de 16 mm de diàmetre tenim una disminució a la secció total de: $2 \cdot 1,6 \cdot 0,6 = 1,92 \text{ cm}^2$; queda, per tant, una secció útil de $13,82 - 1,92 = 11,9 \text{ cm}^2$.

La secció del rebló és:

$$\frac{\pi \cdot 1,6^2}{4} = 2,01 \text{ cm}^2$$

la resistència a la cisalladura valdrà, doncs:

$$2 \cdot 2,01 \cdot 1000 = 4020 \text{ kg}$$

Obtenim el nombre de reblons necessari dividint l'esforç total pel que pot suportar per cisalladura cada rebló; la relació $\frac{11\,200}{4020} = 3$ ens diu que cal posar tres reblons.

Posarem una placa nodal de gruix igual al doble del de les ales dels ferro angle: $2 \cdot 6 = 12 \text{ mm}$.

Com que el valor del diàmetre del rebló $d = 16 \text{ mm}$ és més gran que $1,6e = 1,6 \cdot 6 = 9,6 \text{ mm}$, cal que calculem el nombre de reblons atenent a l'aixafament.

La resistència a l'aixafament de cada rebló, recordant que $\sigma_c = 2\tau$, serà:

$$2000 \cdot 1,2 \cdot 1,6 = 3840 \text{ kg}$$

Atenent aquest aspecte el nombre de reblons necessari serà $\frac{11\ 200}{3840} = 3$.

Posarem, per tant, tres reblons de 16 mm.

El treball efectiu del tirant a la tracció és

$$\sigma = \frac{11\ 200}{11,9} = 942 \text{ kg/cm}^2$$

El treball del rebló per cisalladura val

$$\tau = \frac{11\ 200}{3 \cdot 2 \cdot 2,01} = 890 \text{ kg/cm}^2$$

i per compressió diametral

$$\sigma_c = \frac{11\ 200}{3 \cdot 1,2 \cdot 1,6} = 1945 \text{ kg/cm}^2$$

Exemple II. — Establir la unió per testa de dos perfils *U* perquè treballi en bones condicions de resistència a la tracció transmetent una força de 35 ton. prenent

$$\sigma = 1200 \text{ kg/cm}^2 \text{ i } \tau = 1000 \text{ kg/cm}^2$$

Resolució. — Determinarem la mida del perfil calculant la seva secció

$$\frac{35\ 000}{1200} = 29,3 \text{ cm}^2$$

Suposant que emprem reblons de 22 mm de diàmetre i que l'ànima del perfil té 1 cm de gruix, la secció total d'aquesta esdevindrà reduïda de: $1 \cdot 2,2 = 2,2 \text{ cm}^2$; cal, doncs, un ferro de secció total de

$$29,3 + 2,2 = 31,5 \text{ cm}^2$$

prendrem un perfil n.º 20 la secció del qual val $S = 32,2 \text{ cm}^2$ i té un gruix de 0,85 cm en l'ànima i de 1,15 cm en l'ala (fig. 45).

La secció total de cisalladura serà

$$\frac{35\ 000}{1000} = 35 \text{ cm}^2$$

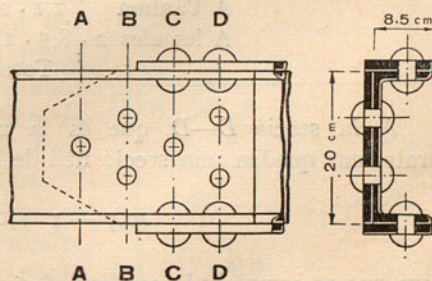


FIG. 45

Aquesta superfície cal repartir-la entre un nombre de reblons que per tal de tenir una distribució constructiva el fixarem igual a 10. Així cada rebló tindrà una secció

$$\frac{35}{10} = 3,5 \text{ cm}^2$$

que correspon a un diàmetre

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,5}{3,14}} = 2,2 \text{ cm aproximadament}$$

Per tant, la llargada útil dels tres tapajunts serà

$$20 + 2 \cdot 8,5 - 4 \cdot 2,2 = 28,2 \text{ cm}$$

Deduirem el gruix dels tapajunts de la secció útil trobada que per al perfil donat és de 29,3 cm². Llavors, el gruix de la planxa és:

$$\frac{29,3}{28,2} = 1,1 \text{ cm aproximadament}$$

Els tapajunts representen així una superfície de

A l'ànima	1,1 · 20 =	22 cm ²
A les ales	2 · 8,5 · 1,1 =	18,7 »
	Total.	40,7 cm ²

A la secció *D—D*, que és la més afeblida, descomptant-ne quatre forats, ens queden una secció útil de

$$40,7 - 4 \cdot 1,1 \cdot 2,2 = 31 \text{ cm}^2$$

Com que es compleix la condició $d < 2,6 e$, puix que

$$d = 22 < 2,6 \cdot e = 2,6 \cdot 8,5 = 22,1$$

podem calcular els reblons per cisalladura i ja tenim seguretat que és acceptable el treball per pressió diametral.

Verificant els coeficients de treball del material veiem que el treball efectiu dels reblons és:

$$\tau = \frac{35 \text{ 000}}{10 \cdot 3,5} = 1000 \text{ kg/cm}^2$$

i el de la pressió diametral és

$$\sigma_c = \frac{35\,000}{(6 \cdot 0,85 + 4 \cdot 1,15) \cdot 2,2} = 1640 \text{ kg/cm}^2$$

El treball per tracció en les diferents seccions de la unió és resumit en la següent:

TAULA

Secció	Força en la planxa kg	Força transmesa pels reblons al tapajunt kg	Àrea total cm ²	Àrea diametral dels forats cm ²	Àrea útil cm ²	Treball unitari kg/cm ²
A—A	35 000	3 500	32,2	1,9	30,3	1150
B—B	31 500	7 000	32,2	3,8	28,4	1110
C—C	24 500	10 500	32,2	6,9	25,3	970
D—D	14 000	14 000	32,2	8,8	23,4	600

Com veiem, l'ànima del perfil treballa dins del límit pràctic de seguretat.

GRUP DE REBLONS SOTMÈS A L'ESFORÇ DE TORSIÓ

27. En moltes de les unions reblades succeeix que la força resultant que ha d'ésser equilibrada per la resistència de la unió, no passa pel centre de gravetat de les seccions dels reblons, la qual cosa origina un esforç de torsió que tendeix a fer girar la placa o escaire d'unió al volt del dit centre de gravetat. Aquest cas (fig. 46) és el d'una cartela fixada a un peu dret mitjançant quatre reblons A, B, C i D, que ha d'aguantar la força vertical P.

El centre de gravetat de les quatre seccions de rebló, com que són les quatre iguals, el determinarem unint els punts mitjans de les rectes DA i BC per una miqueta el punt mig de la qual O ens determina el centre de gravetat dels quatre forats.

Cada un dels reblons estarà sotmès a dues forces: una del mateix valor per a tots els reblons, igual a la fracció corresponent a la força total que ocasionaria un abaixament de la cartela paral·lel a ella mateixa, i una altra diferent per a cada rebló que produiria un girament de la cartela al volt del centre de gravetat O de les seccions dels reblons. El moment de la força P respecte al punt O és igual a la suma dels moments respecte al mateix punt de les forces aplicades als reblons que produirien el girament de la cartela.

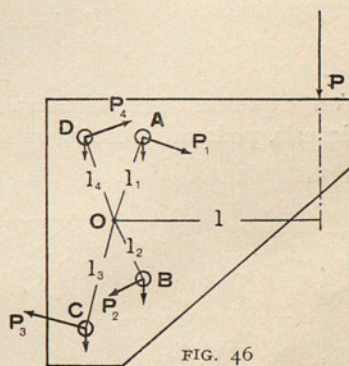


FIG. 46

Per tant, podem posar

$$P \cdot l = P_1 \cdot l_1 + P_2 \cdot l_2 + P_3 \cdot l_3 + P_4 \cdot l_4 \quad (1)$$

Com que els esforços són proporcionals a les deformacions produïdes, la intensitat de les forces de girament estarà en raó directe a la distància de cada una al centre de moments O , o sigui:

$$\frac{P_1}{l_1} = \frac{P_2}{l_2} = \frac{P_3}{l_3} = \frac{P_4}{l_4} \quad (2)$$

per tant,

$$P_2 = \frac{l_2}{l_1} P_1; \quad P_3 = \frac{l_3}{l_1} P_1; \quad P_4 = \frac{l_4}{l_1} P_1 \quad (3)$$

les quals, substituïdes en l'equació (1) donen

$$P \cdot l = P_1 l_1 + P_1 \frac{l_2}{l_1} l_2 + P_1 \frac{l_3}{l_1} l_3 + P_1 \frac{l_4}{l_1} l_4$$

o també

$$P \cdot l = \frac{P_1}{l_1} (l_1^2 + l_2^2 + l_3^2 + l_4^2) \quad (4)$$

d'on, expressant per Σl^2 la suma dels quadrats dels braços de dins dels parèntesis, podrem treure el valor de la força P_1 que actua en el rebló A

$$P_1 = \frac{P \cdot l \cdot l_1}{\Sigma l^2} \quad (5)$$

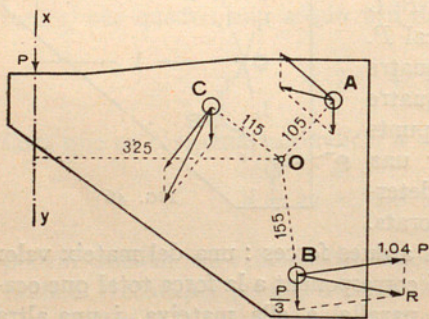


FIG. 47

Calcularem les forces restants P_2 , P_3 i P_4 que actuen, respectivament, damunt dels reblons B , C i D substituint el valor conegut de P_1 en les equacions (3).

Un cop calculades les intensitats de les dues forces que actuen damunt de cada rebló, trobarem llur resultant component-les geomètricament. El

diàmetre dels reblons és determinat per la més gran de les resultants.

Exemple. — Calcular quina força vertical en la direcció $x - y$ pot aguantar la reblada de la fig. 47.

Resolució. — Determinarem el c.d.g. de les tres seccions de reblons el qual es troba a $\frac{2}{3}$ del punt A en la recta que uneix A amb el punt mig de BC .

El rebló més fatigat, per efecte del moment de la força P , és el B , perquè és el més distant del punt O . Segons la relació (4) tenim:

$$P_1 = \frac{P \cdot 325 \cdot 155}{155^2 + 105^2 + 115^2} = \frac{50\,375}{48\,275} \cdot P = 1,04 P$$

La força vertical que actua damunt del cos del rebló val $\frac{P}{3}$ i, per tant, prenent un valor arbitrari per a P , podem fer la composició de les dues forces $\frac{P}{3}$ i $1,04 P$ posades en les direccions corresponents, que són la vertical per a la primera i la perpendicular a OB per a la segona; així obtenim la resultant, el valor de la qual deduït del gràfic, ens dóna:

$$R = 0,96 P$$

Procedirem de manera anàloga per als altres reblons; llur diàmetre estarà fixat per la major de les tres resultants, que és la del rebló B .

Com que R cal que sigui igual a la resistència del rebló per cisalladura, si posem reblons de 20 mm de diàmetre que treballin per dues seccions de cisalladura i adoptem un coeficient de treball de 8 kg/mm², la seva resistència serà

$$R = 2 \frac{\pi d^2}{4} 8 = 4 \cdot \pi \cdot 20^2 = 5020 \text{ kg}$$

per tant, podrà resistir una força

$$P = \frac{5020}{0,96} = 5200 \text{ kg}$$

UNIONS DESMUNTABLES

28. En les construccions metàl·liques s'empren cargols de fixació en comptes de reblons : quan s'han d'unir peces de ferro colat, que és un material molt fràgil que es trencaria amb els cops de martell que cal donar en fer les reblades; en el cas d'unions en les quals els reblons tindrien una llargada quatre o cinc vegades llur diàmetre, puix que llavors ens exposem que l'escurçament de la tija, degut al refredament, produís el despreniment de la cabota; quan és necessari deixar un cert joc entre les peces que permeti entre elles un xic de moviment, ja sigui de rotació, ja sigui longitudinal, fent en aquest darrer cas els forats colissos; quan no hi ha lloc per a fer còmodament el reblat; quan hi ha perill d'incendi el portar el foc al lloc del muntatge, i finalment en el cas que calgui mantenir les peces de la unió amb una separació determinada o a una pressió prevista; com és el cas dels cargols d'ancoratge, pernys de separació de les caixes de fums, etc.

A fi que els cargols primer es deformin abans que no es trenquin, cal emprar per als cargols de fixació material de molta corretja, com vulgarment es diu; és molt a propòsit el ferro que resisteix 38 kg/cm^2 i té un allargament de 28 per cent.

Quan es tracta de collar una peça amb diversos cargols, com és una tapa de cilindre de màquina de vapor, per tal de repartir ben per igual l'esforç entre tots, cal collar-los de mica en mica i en diverses passades.

29. *Generalitats.* — Si enrotllem (fig. 48) damunt d'un cilindre circular un pla amb una recta AB que formi amb la base un angle α , aquesta recta descriu en la superfície cilíndrica una corba regular anomenada *hèlix*.

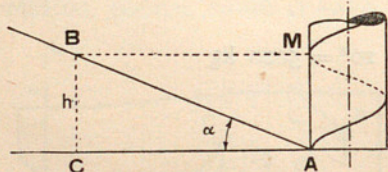


FIG. 48

La distància $AM = h$ entre dos punts consecutius en què l'hèlix talla una generatriu del cilindre, és coneguda pel nom de *pas de l'hèlix*, i l'angle α per

angle d'inclinació. Si designem per d el diàmetre del cilindre, tindrem que

$$AC = \pi d$$

i, per tant, podem posar:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi d}$$

Si suposem (fig. 49) que una recta es mou de manera que descansant damunt de l'hèlix talli l'eix del cilindre segons un angle constant θ , la superfície engendrada és anomenada *superfície helicoidal*, la qual serà recta (fig. 49 a) o obliqua (fig. 49 b) segons que θ sigui un angle recte o no.

Quan (fig. 50 a) fem moure una figura plana de manera que un punt d'ella segueixi l'hèlix i el seu pla contingui sempre l'eix del cilindre, engendrem un cos designat amb el nom de *fil de rosca*, el qual queda enrotllat damunt del cilindre o nucli del cargol.

Segons que la superfície que es mou sigui un rectangle, un quadrat, un triangle, etc., obtindrem diferents fils de rosca que designarem amb els mateixos noms.

Si el pla en lloc d'una sola figura en conté dues, obtindrem (fig. 50 b) una rosca de dos caps o de dos fils; d'una manera anàloga n'obtidrem de tres o més fils.

Mirant el cargol per la seva base, si veiem un punt que, tot recorrent el fil en el sentit de rotació de les busques del rellotge s'allunya de nosaltres es diu que és de *pas directe* o *cap a la dreta*. En el cas d'apropar-se, és de *pas cap a l'esquerra*.

Per a l'aplicació dels cargols cal una peça anomenada *femella*, el fil de la qual té les mateixes característiques que el del cargol corresponent, però buidat en la superfície interna d'un cilindre de diàmetre igual al denucli del mascle.

El moviment relatiu del cargol i la femella és de rotació i avenç simultanis.

30. *Principals tipus de rosques.* — La *rosca Whitworth*, que és de les més emprades, té per perfil un triangle isòsceles, els costats del qual fan un angle de 55° ; i amb els vèrtexs arrodonits en una profunditat $\frac{1}{6}$ de l'alçada del filet.

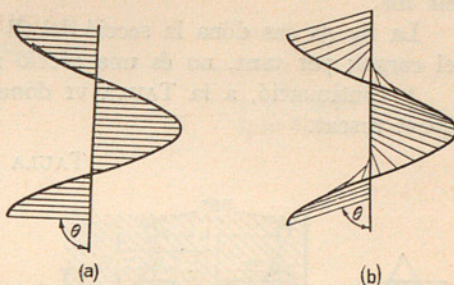


FIG. 49

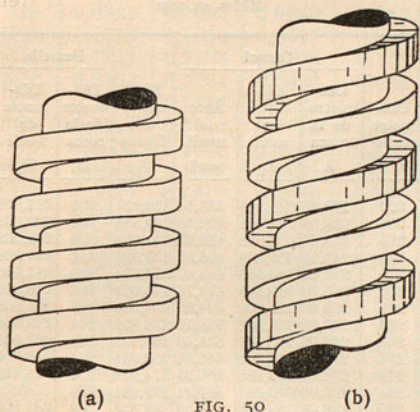


FIG. 50

S'admet per al fil de la femella un joc en l'aresta de $0,05 h$ i de $0,074 h$ en el fons, amb l'objecte d'assegurar un ajustatge perfecte entre les cares dels fils.

La fig. 51 ens dona la secció del fil feta per un pla que passa per l'eix del cargol; per tant, no és una secció normal al fil.

A continuació, a la Taula VI donem les dimensions corresponents a aquest roscat.

TAULA VI

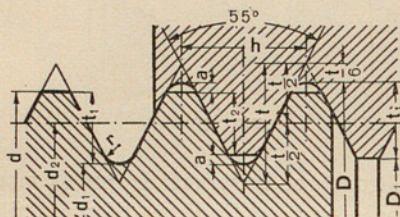


FIG. 51

Fils de rosca en una polzada : $z = 4$

$$h = \frac{25,4009}{z} \quad t = 0,90049 h$$

$$a \approx 0,0740 h \quad t_1 = 0,56633 h$$

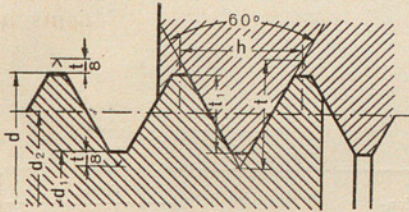
$$r = 0,1373 h \quad t_2 = 0,49233 h$$

Mides en mm

Diàmetre nominal	Cargol			Femella			Diàmetre nominal	Cargol			Femella		
	Diàmetre de la rosca d	Diàmetre del nucli d_1	Àrea del nucli cm^2	Diàmetre dels flancs d_2	Diàmetre de la rosca D	Diàmetre del nucli D_1		Diàmetre de la rosca d	Diàmetre del nucli d_1	Àrea del nucli cm^2	Diàmetre dels flancs d_2	Diàmetre de la rosca D	Diàmetre del nucli D_1
56	55,06	47,868	18,00	51,934	56	48,808	229	228,06	220,868	883,14	224,934	229	221,808
60	59,06	51,868	21,13	55,934	60	52,808	234	233,06	225,868	400,68	229,934	234	226,808
64	63,06	55,868	24,51	59,934	64	56,808	239	238,06	230,868	418,62	234,934	239	231,808
68	67,06	59,868	28,15	63,934	68	60,808	244	243,06	235,868	436,95	239,934	244	236,808
72	71,06	63,868	32,04	67,934	72	64,808	249	248,06	240,868	455,67	244,934	249	241,808
76	75,06	67,868	36,18	71,934	76	68,808	254	253,06	245,868	474,78	249,934	254	246,808
80	79,06	71,868	40,57	75,934	80	72,808	259	258,06	250,868	494,29	254,934	259	251,808
84	83,06	75,868	45,21	79,934	84	76,808	264	263,06	255,868	514,19	259,934	264	256,808
89	88,06	80,868	51,36	84,934	89	81,808	269	268,06	260,868	534,48	264,934	269	261,808
94	93,06	85,868	57,91	89,934	94	86,808	274	273,06	265,868	555,16	269,934	274	266,808
99	98,06	90,868	64,95	94,934	99	91,808	279	278,06	270,868	576,24	274,934	279	271,808
104	103,06	95,868	72,19	99,934	104	96,808	284	283,06	275,868	597,71	279,934	284	276,808
109	108,06	100,868	79,91	104,934	109	101,808	289	288,06	280,868	619,58	284,934	289	281,808
114	113,06	105,868	88,03	109,934	114	106,808	294	293,06	285,868	641,83	289,934	294	286,808
119	118,06	110,868	96,54	114,934	119	111,808	299	298,06	290,868	664,48	294,934	299	291,808
124	123,06	115,868	105,44	119,934	124	116,808	309	308,06	300,868	710,95	304,934	309	301,808
129	128,06	120,868	114,74	124,934	129	121,808	319	318,06	310,868	759,00	314,934	319	311,808
134	133,06	125,868	124,43	129,934	134	126,808	329	328,06	320,868	808,62	324,934	329	321,808
139	138,06	130,868	134,51	134,934	139	131,808	339	338,06	330,868	859,80	334,934	339	331,808
144	143,06	135,868	144,99	139,934	144	136,808	349	348,06	340,868	912,56	344,934	349	341,808
149	148,06	140,868	155,85	144,934	149	141,808	359	358,06	350,868	966,89	354,934	359	351,808
154	153,06	145,868	167,11	149,934	154	146,808	369	368,06	360,868	1022,8	364,934	369	361,808
159	158,06	150,868	178,77	154,934	159	151,808	379	378,06	370,868	1080,3	374,934	379	371,808
164	163,06	155,868	190,81	159,934	164	156,808	389	388,06	380,868	1139,3	384,934	389	381,808
169	168,06	160,868	202,25	164,934	169	161,808	399	398,06	390,868	1199,9	394,934	399	391,808
174	173,06	165,868	216,08	169,934	174	166,808	409	408,06	400,868	1262,1	404,934	409	401,808
179	178,06	170,868	229,30	174,934	179	171,808	419	418,06	410,868	1325,8	414,934	419	411,808
184	183,06	175,868	242,92	179,934	184	176,808	429	428,06	420,868	1391,2	424,934	429	421,808
189	188,06	180,868	256,93	184,934	189	181,808	439	438,06	430,868	1458,1	434,934	439	431,808
194	193,06	185,868	271,33	189,934	194	186,808	449	448,06	440,868	1526,5	444,934	449	441,808
199	198,06	190,868	286,12	194,934	199	191,808	459	458,06	450,868	1596,6	454,934	459	451,808
204	203,06	195,868	301,31	199,934	204	196,808	469	468,06	460,868	1668,2	464,934	469	461,808
209	208,06	200,868	316,89	204,934	209	201,808	479	478,06	470,868	1741,4	474,934	479	471,808
214	213,06	205,868	332,86	209,934	214	206,808	489	488,06	480,868	1816,1	484,934	489	481,808
219	218,06	210,868	349,23	214,934	219	211,808	499	498,06	490,868	1892,4	494,934	499	491,808
224	223,06	215,868	365,99	219,934	224	216,808							

El perfil *Sellers* (fig. 52), molt emprat als Estats Units, per tal d'evitar els arrodoniments del filet *Whitworth*, està limitat per rectes. (TAULA VII.)

TAULA VII



$$t = 0,8660 h$$

$$t_1 = 0,6495 h$$

FIG. 52

Mides en polzades angleses

Diàmetre de la rosca d	Diàmetre del nucli d_1	Diàmetre dels flancs d_2	Pes h	Àrea del nucli cm^2	Diàmetre de la rosca d	Diàmetre del nucli d_1	Diàmetre dels flancs d_2	Pes h	Àrea del nucli cm^2
1/8	0,0925	0,1087	0,0250	0,043	1 7/8	1,6152	1,7451	0,2000	13,21
3/16	0,1333	0,1604	0,0417	0,091	2	1,7112	1,8556	0,2222	14,84
1/4	0,1851	0,2175	0,0500	0,173	2 1/4	1,9612	2,1056	0,2222	19,48
5/16	0,2403	0,2764	0,0556	0,294	2 1/2	2,1750	2,3375	0,2500	23,95
3/8	0,2938	0,3344	0,0625	0,436	2 3/4	2,4250	2,5875	0,2500	29,80
7/16	0,3447	0,3911	0,0714	0,602	3	2,6290	2,8145	0,2857	35,00
1/2	0,4000	0,4500	0,0769	0,811	3 1/4	2,8790	3,0645	0,2857	42,00
9/16	0,4543	0,5084	0,0833	1,004	3 1/2	3,1010	3,3005	0,3077	48,75
5/8	0,5070	0,5610	0,0909	1,301	3 3/4	3,3170	3,5335	0,3333	55,70
3/4	0,6201	0,6850	0,1000	1,95	4	3,5670	3,7835	0,3333	64,50
7/8	0,7307	0,8028	0,1111	2,70	4 1/4	3,7980	4,0240	0,3478	73,00
1	0,8376	0,9188	0,1250	3,55	4 1/2	4,0275	4,2637	0,3636	82,20
1 1/8	0,9393	1,0321	0,1429	4,46	4 3/4	4,2550	4,5025	0,3810	91,60
1 1/4	1,0643	1,1571	0,1429	5,74	5	4,4804	4,7402	0,4000	101,80
1 3/8	1,1585	1,2667	0,1667	6,79	5 1/4	4,7304	4,9902	0,4000	113,40
1 1/2	1,2835	1,4417	0,1667	8,35	5 1/2	4,9530	5,2265	0,4211	124,20
1 5/8	1,3890	1,5070	0,1818	9,80	5 3/4	5,2030	5,4765	0,4211	137,10
1 3/4	1,4902	1,6201	0,2000	11,25	6	5,4230	5,7115	0,4444	149,00

Rosca mètrica Internacional. — Designada (fig. 53) amb les inicials *S. I.*, té les arestes limitades a una distància $a = 0,045 h$ del vèrtex; les interiors es fan arrodonides amb un radi de $r = 0,0633 h$. (TAULA VIII.)

Rosca Löwenherz. — Té el filet triangular inscrit en un quadrat (fig. 54); per tant, $t = h$; la inclinació de les cares val 1 : 2. S'utilitza en aparells i instruments de precisió. (TAULA IX.)

TAULA VIII

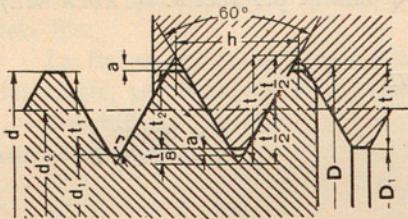


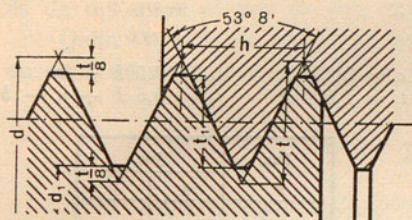
FIG. 53

$$\begin{aligned}
 t &= 0,8660 h \\
 t_1 &= 0,6945 h \\
 t_2 &= 0,6495 h \\
 a &= 0,0450 h \\
 r &= 0,0633 h
 \end{aligned}$$

Mides en mm

Cargol			Diàmetre dels flancs d_2	Pas h	Profunditat de la rosca t_1	Altura suportant t_2	Radi mitjà r	Femella	
Diàmetre de la rosca d	Diàmetre del nucli d_1	Àrea del nucli cm^2						Diàmetre de la rosca D	Diàmetre del nucli D_1
1	0,652	0,0033	0,838	0,25	0,174	0,162	0,02	1,024	0,676
1,2	0,852	0,0057	1,038	0,25	0,174	0,162	0,02	1,224	0,876
1,4	0,984	0,0076	1,205	0,3	0,208	0,195	0,02	1,426	1,010
1,7	1,214	0,0116	1,473	0,35	0,243	0,227	0,02	1,732	1,246
2	1,444	0,0164	1,740	0,4	0,278	0,260	0,03	2,036	1,480
2,3	1,744	0,0239	2,040	0,4	0,278	0,260	0,03	2,336	1,780
2,6	1,974	0,0306	2,308	0,45	0,313	0,292	0,03	2,642	2,016
3	2,306	0,0418	2,675	0,5	0,347	0,325	0,03	3,044	2,350
3,5	2,666	0,0558	3,110	0,6	0,417	0,390	0,04	3,554	2,720
4	3,028	0,072	3,545	0,7	0,486	0,455	0,04	4,062	3,090
5	3,888	0,119	4,480	0,8	0,556	0,520	0,05	5,072	3,960
6	4,610	0,167	5,350	1	0,695	0,650	0,06	6,090	4,700
8	6,264	0,308	7,188	1,25	0,868	0,812	0,08	8,112	6,376
10	7,916	0,492	9,026	1,5	1,042	0,974	0,09	10,136	8,052
12	9,570	0,718	10,863	1,75	1,215	1,137	0,11	12,156	9,726
14	11,222	0,989	12,701	2	1,389	1,299	0,13	14,180	11,402
16	13,222	1,373	14,701	2	1,389	1,299	0,13	16,180	13,402
18	14,528	1,657	16,376	2,5	1,736	1,624	0,16	18,224	14,752
20	16,528	2,145	18,376	2,5	1,736	1,624	0,16	20,224	16,752
22	18,528	2,696	20,376	2,5	1,736	1,624	0,16	22,224	18,752
24	19,832	3,089	22,051	3	2,084	1,949	0,19	24,270	20,102
27	22,832	4,094	25,051	3	2,084	1,949	0,19	27,270	23,102
30	25,138	4,963	27,727	3,5	2,431	2,273	0,22	30,316	25,455
33	28,138	6,218	30,727	3,5	2,431	2,273	0,22	33,316	28,455
36	30,444	7,279	33,402	4	2,778	2,598	0,25	36,360	30,804
39	33,444	8,785	36,402	4	2,778	2,598	0,25	39,360	33,804
42	35,750	10,04	39,077	4,5	3,125	2,923	0,28	42,404	36,154
45	38,750	11,79	42,077	4,5	3,125	2,923	0,28	45,404	39,154
48	41,054	13,23	44,752	5	3,473	3,248	0,32	48,450	41,503
52	45,054	15,94	48,752	5	3,473	3,248	0,32	52,450	45,503
56	48,360	18,37	52,428	5,5	3,820	3,572	0,35	56,496	48,856
60	52,360	21,53	56,428	5,5	3,820	3,572	0,35	60,496	52,856
64	55,666	24,34	60,103	6	4,167	3,897	0,38	64,54	56,206
68	59,666	27,96	64,103	6	4,167	3,897	0,38	68,54	60,206
72	63,666	31,83	68,103	6	4,167	3,897	0,38	72,54	64,206
76	67,666	35,96	72,103	6	4,167	3,897	0,38	76,54	68,206
80	71,666	40,34	76,103	6	4,167	3,897	0,38	80,54	72,206
84	75,666	44,96	80,103	6	4,167	3,897	0,38	84,54	76,206
89	80,666	51,10	85,103	6	4,167	3,897	0,38	89,54	81,206
94	85,666	57,64	90,103	6	4,167	3,897	0,38	94,54	86,206
99	90,666	64,56	95,103	6	4,167	3,897	0,38	99,54	91,206

TAULA IX



$$t = h$$

$$t_1 = 0,75 h$$

FIG. 54

Mides en mm

Diàmetre exterior d	Diàmetre de la rosca	Diàmetre del nucli d_1	Àrea del nucli mm ²	Pas h	Diàmetre exterior d	Diàmetre de la rosca	Diàmetre del nucli d_1	Àrea del nucli mm ²	Pas h
1,0625	1	0,625	0,30	0,25	4,175	4	2,95	6,83	0,7
1,2625	1,2	0,825	0,53	0,25	4,6875	4,5	3,375	8,94	0,75
1,4750	1,4	0,95	0,70	0,3	5,2	5	3,8	11,34	0,8
1,7875	1,7	1,175	1,08	0,35	5,725	5,5	4,15	13,52	0,9
2,1	2	1,4	1,54	0,4	6,25	6	4,5	15,90	1
2,4	2,3	1,7	2,27	0,4	7,275	7	5,35	22,48	1,1
2,7125	2,6	1,925	2,91	0,45	8,3	8	6,2	30,19	1,2
3,125	3	2,25	3,97	0,5	9,325	9	7,05	39,03	1,3
3,65	3,5	2,6	5,31	0,6	10,35	10	7,9	49,01	1,4

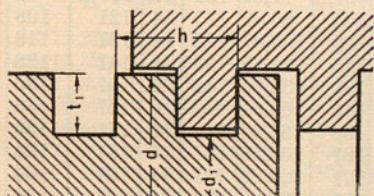


FIG. 55

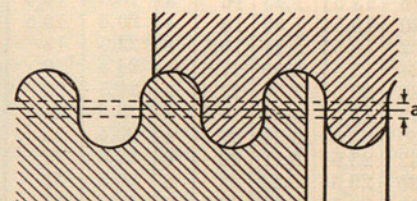
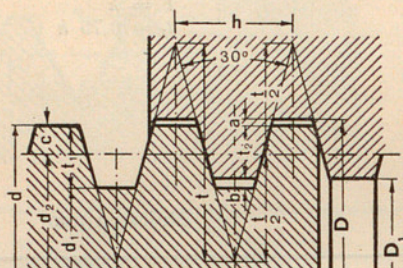


FIG. 56

En el cas de forces considerables, com en les premses, per tal de disminuir la pressió lateral del filet, convé emprar filets de cara recta, o amb una petita inclinació. Així (fig. 55), en el perfil quadrat que també s'anomena rosca plana, la profunditat de la rosca és, generalment, $t_1 = \frac{h}{2}$; el diàmetre d_1 del nucli val $d_1 = d - h$. La rosca de cordó (fig. 56), o de perfil rodó, s'utilitza per a cargols que no han d'ésser acuradament deixats i per als cargols de fusta.

També pot adoptar-se un perfil en el qual es pot reduir el valor de a fins a zero.

TAULA X



$$c = 0,250 h \quad t_1 = 0,5 h + a$$

$$t = 1,866 h \quad t_2 = 0,5 h + a - b$$

Pas h	Joc	
	a	b
3 a 4	0,25	0,5
5 a 12	0,25	0,75
14 a 26	0,5	1,5

FIG. 57

Mides en mm

Cargol					Femella		Cargol					Femella	
Dià- metre de la rosca d	Dià- metre del nucli d ₁	Àrea del nucli cm ²	Dià- metre dels flancs d ₂	Pas h	Dià- metre de la rosca D	Dià- metre del nucli D ₁	Dià- metre de la rosca d	Dià- metre del nucli d ₁	Àrea del nucli cm ²	Dià- metre dels flancs d ₂	Pas h	Dià- metre de la rosca D	Dià- metre del nucli D ₁
10	6,5	0,33	8,5	3	10,5	7,5	85	72,5	41,28	79	12	85,5	74
12	8,5	0,57	10,5	3	12,5	9,5	90	77,5	47,17	84	12	90,5	79
14	9,5	0,71	12	4	14,5	10,5	95	82,5	53,46	89	12	95,5	84
16	11,5	1,04	14	4	16,5	12,5	100	87,5	60,13	94	12	100,5	89
18	13,5	1,43	16	4	18,5	14,5	110	97,5	74,66	104	12	110,5	99
20	15,5	1,89	18	4	20,5	16,5	120	105	86,59	113	14	121	108
22	16,5	2,14	19,5	5	22,5	18	130	115	103,87	123	14	131	118
24	18,5	2,69	21,5	5	24,5	20	140	125	122,72	133	14	141	128
26	20,5	3,30	23,5	5	26,5	22	150	133	138,93	142	16	151	136
28	22,5	3,98	25,5	5	28,5	24	160	143	160,61	152	16	161	146
30	23,5	4,34	27	6	30,5	25	170	153	183,85	162	16	171	156
32	25,5	5,11	29	6	32,5	27	180	161	203,58	171	18	181	164
36	29,5	6,83	33	6	36,5	31	190	171	229,66	181	18	191	174
40	32,5	8,30	36,5	7	40,5	34	200	181	257,30	191	18	201	184
44	36,5	10,46	40,5	7	44,5	38	210	189	280,55	200	20	211	192
48	39,5	12,25	44	8	48,5	41	220	199	311,03	210	20	221	202
50	41,5	13,53	46	8	50,5	43	230	209	343,07	220	20	231	212
52	43,5	14,86	48	8	52,5	45	240	217	366,84	229	22	241	220
55	45,5	16,26	50,5	9	55,5	47	250	227	404,71	239	22	251	230
60	50,5	20,03	55,5	9	60,5	52	260	237	441,15	249	22	261	240
65	54,5	23,33	60	10	65,5	56	270	245	471,44	258	24	271	248
70	59,5	27,81	65	10	70,5	61	280	255	510,71	268	24	281	258
75	64,5	32,67	70	10	75,5	66	290	265	551,55	278	24	291	268
80	69,5	37,97	75	10	80,5	71	300	273	585,35	287	26	301	276

El perfil trapezial (fig. 57) té per triangle bàsic un d'isòsceles amb un angle de 30°. El joc varia de 0,25 mm per a passos àdhuc de 12 mm, i és de 0,5 quan el pas és més gran. TAULA X.

Quan els esforços són sempre del mateix sentit, poden adoptar-se perfils en dent de serra, com els que es veuen en la fig. 58, TAULA XI.

TAULA XI

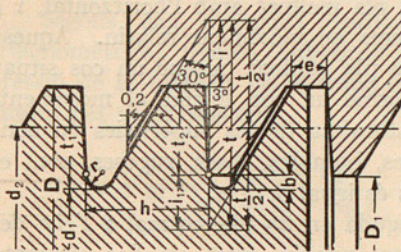


FIG. 58

$$\begin{aligned}
 t &= 1,73205 h & i &= 0,52507 h \\
 t_1 &= t_2 + b & i_1 &= 0,45698 h \\
 t_2 &= 0,75 h & b &= 0,11777 h \\
 e &= 0,26384 h & r &= 0,12427 h
 \end{aligned}$$

Mides en mm

Cargol			Diàmetre dels flancs	Pas	e	Femella		Cargol			Diàmetre dels flancs	Pas	e	Femella	
Diàmetre de la rosca	Diàmetre del nucli	Àrea del nucli				Diàmetre de la rosca	Diàmetre del nucli	Diàmetre de la rosca	Diàmetre del nucli	Àrea del nucli				Diàmetre de la rosca	Diàmetre del nucli
D	d ₁	cm ²	d ₂	h		D	D ₁	D	d ₁	cm ²	d ₂	h	e	D	D ₁
22	13,322	1,39	18,590	5	1,319	22	14,5	100	79,174	49,23	91,817	12	3,166	100	82
24	15,322	1,84	20,590	5	1,319	24	16,5	110	89,174	62,46	101,817	12	3,166	110	92
26	17,322	2,36	22,590	5	1,319	26	18,5	120	95,702	71,93	110,453	14	3,694	120	99
28	19,322	2,93	24,590	5	1,319	28	20,5	130	105,702	87,75	120,453	14	3,694	130	109
30	19,586	3,01	25,909	6	1,319	30	21	140	115,702	105,14	130,453	14	3,694	140	119
32	21,586	3,70	27,909	6	1,583	32	23	150	122,232	117,34	139,089	16	4,221	150	126
36	25,586	5,14	31,909	6	1,583	36	27	160	132,232	137,33	149,089	16	4,221	160	136
40	27,852	6,09	35,227	7	1,847	40	29,5	170	142,232	158,89	159,089	16	4,221	170	146
44	31,852	7,97	39,227	7	1,847	44	33,5	180	148,760	173,81	167,726	18	4,749	180	153
48	34,116	9,14	42,545	8	2,111	48	36	190	158,760	197,86	177,726	18	4,749	190	163
50	36,116	10,24	44,545	8	2,111	50	38	200	168,760	223,68	183,726	18	4,749	200	173
52	38,116	11,41	46,545	8	2,111	52	40	210	175,290	241,33	196,362	20	5,277	210	180
55	39,380	12,18	48,863	9	2,375	55	41,5	220	185,290	269,65	206,362	20	5,277	220	190
60	44,380	15,47	53,863	9	2,375	60	46,5	230	195,290	299,54	216,362	20	5,277	230	200
65	47,644	17,09	58,181	10	2,638	65	50	240	201,818	319,90	224,998	22	5,804	240	207
70	52,644	21,77	63,181	10	2,638	70	55	250	211,818	352,38	234,998	22	5,804	250	217
75	57,644	26,10	68,181	10	2,638	75	60	260	221,818	386,44	244,998	22	5,804	260	227
80	62,644	30,82	73,181	10	2,638	80	65	270	228,348	409,53	253,634	24	6,332	270	234
85	64,174	32,35	76,817	12	3,166	85	67	280	238,348	446,18	263,634	24	6,332	280	244
90	69,174	37,58	81,817	12	3,166	90	72	290	248,348	484,41	273,634	24	6,332	290	254
95	74,174	43,21	86,817	12	3,166	95	77	300	254,876	510,21	282,270	26	6,860	300	261

31. *Teoria del cargol.* — Estudiarem el mecanisme del cargol com a òrgan de transformació de moviment, i en deduirem les condicions d'equilibri per a aplicar-les als cargols de fixació.

Si suposem (fig. 59) que desenrotllem el fil d'un cargol, una de les superfícies ens dóna un pla inclinat; i considerant que un element material la llargada del qual és igual al desenvolupament de l'hèlix de la femella, llisca damunt del pla inclinat, tenim la manera d'estudiar, tal com en el pla inclinat, el mecanisme cargol-femella.

Anomenarem α l'angle que forma el pla inclinat amb l'horitzontal, i ρ l'angle de fregament entre els dos elements en moviment relatiu. Aquest angle és el que correspondria donar a un pla inclinat perquè un cos situat damunt d'ell llisqui amb velocitat uniforme un cop iniciat el moviment. El valor d'aquest angle depèn de la naturalesa de les superfícies en contacte i de llur estat: lubricades, seques, humides, llises, rugoses, etc.; el coeficient de fregament μ entre ambdues és igual a $\operatorname{tg} \rho$.

Designem per Q la força que continguda en un pla normal a l'eix del cargol serveix per a produir el moviment relatiu entre els dos elements del cargol; per P el pes que hem d'eleva per damunt del pla inclinat o força total que gravita damunt la femella.

En el cas de no haver-hi fregament (fig. 59), veiem, pel principi de des-

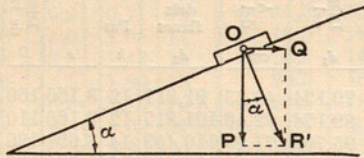


FIG. 59

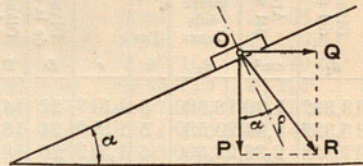


FIG. 60

composició de forces, que les forces P i Q estaran en equilibri quan llur resultant R' sigui perpendicular al pla inclinat; per tant, podem escriure

$$Q = P \operatorname{tg} \alpha$$

Però, si tenim en compte el fregament (fig. 60), la força Q haurà d'augmentar fins que la resultant R de Q i P faci amb la normal al pla inclinat l'angle límit de fregament ρ ; per això podem escriure la següent igualtat:

$$Q = P \operatorname{tg} (\alpha + \rho)$$

Per a pujar el pes P pla amunt, cal aplicar tangencialment a la circumferència mitjana de la rosca, el radi de la qual és r , una força Q que és la mateixa que cal aplicar a la femella en collar-la sobre el cargol per a vèncer una resistència P en la direcció de l'eix.

La força no és aplicada generalment en la forma que acabem d'esmentar, sinó que (fig. 61) s'aplica damunt d'un braç de palanca determinat per la distància l a l'eix del cargol. Per tant, el moment d'aquesta força F respecte a l'eix caldrà que sigui igual al de la força Q , la qual està a la distància r de l'eix. Podem posar

$$M = F \cdot l = Q \cdot r = P \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \quad (1)$$

Segons una coneguda equivalència trigonomètrica, podem substituir l'expressió de la tangent de la suma de dos angles pel valor següent:

$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \rho}$$

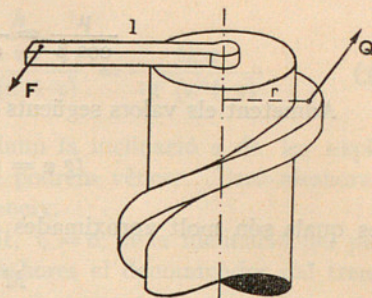


FIG. 61

Però, com hem vist, en lloc de $\operatorname{tg} \alpha$ podem posar

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d}$$

A més la tangent de l'angle de fregament és igual al coeficient de fregament μ

$$\operatorname{tg} \rho = \mu$$

Així, fent aquestes substitucions en l'equació (1), tindrem:

$$M = F \cdot l = P \cdot r \cdot \frac{\frac{h}{\pi d} + \mu}{1 - \mu \frac{h}{\pi d}} = P \cdot r \cdot \frac{h + \pi d \cdot \mu}{\pi d - \mu \cdot h} \quad (2)$$

Quan el cargol és de filet triangular (fig. 62), la fórmula que ens dóna el valor del moment és

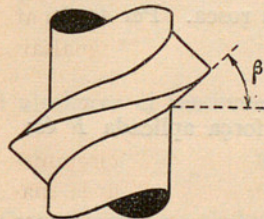


FIG. 62

$$M = F \cdot l = P \cdot r \cdot \frac{h \cdot \cos \beta + \pi d \cdot \mu}{\pi d \cdot \cos \beta - \mu \cdot h} \quad (3)$$

Obtenim aquesta fórmula del moment substituint en la fórmula (2) el coeficient de fregament μ pel valor $\frac{\mu}{\cos \beta}$, amb la qual cosa tenim en

compte l'augment de fregament degut a la inclinació β de la superfície dels filets. Amb $\beta = \frac{55^\circ}{2}$ resulta

$$\frac{\mu}{\cos \beta} = \frac{\mu}{\cos 27,5^\circ} = 1,12 \mu$$

Admetent els valors següents

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,04; \quad \mu = 0,15$$

les quals són molt aproximades als de la pràctica, obtenim

$$M = 0,2 P \cdot r$$

en la qual r és el radi mitjà dels filets.

Aquesta expressió permet de calcular per a un cargol de característiques conegudes el moment necessari per a vèncer una força axial P .

Com que correntment coneixem el diàmetre exterior d dels filets i no el radi r , substituïnt r pel seu valor aproximat $r = 0,46 d$ en l'expressió anterior tindrem:

$$M = 0,092 P \cdot d \approx 0,1 P \cdot d \quad (4)$$

i, finalment, igualant-la a la (2) i traient d'aquesta igualtat el valor de la força F resulta

$$F = P \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{h + \pi d \cdot \mu}{\pi d - \mu \cdot h} \quad (5)$$

32. *Rendiment del cargol.* — El rendiment mecànic del cargol serà:

$$\eta = \frac{\text{treball útil}}{\text{treball esmerçat}}$$

En una volta de la femella el treball útil és igual al producte de la força axial P pel camí que ha recorregut, que és un pas de rosca. Per tant:

$$\text{treball útil} = P \cdot h$$

El treball esmerçat en el mateix temps per la força aplicada F és:

$$\text{treball esmerçat} = F \cdot 2 \pi \cdot l$$

o, el que és igual, segons la igualtat (1) del número 31

$$\text{treball esmerçat} = P \cdot 2 \pi \cdot r \cdot \text{tg} (\alpha + \rho)$$

per tant, el rendiment és

$$\eta = \frac{P \cdot h}{P \cdot 2 \pi r \cdot \text{tg} (\alpha + \rho)} = \frac{\frac{h}{2 \pi r}}{\text{tg} (\alpha + \rho)} = \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg} (\alpha + \rho)} \quad (3)$$

Per una força aplicada constant si reduïm la inclinació α de les espirals del cargol, augmentarà la força P , que podrem vèncer. Però aleshores en fer-se α molt petit el rendiment disminueix.

Quan $\alpha = 0$ també $\text{tg} \alpha = 0$ i, per tant, $\eta = 0$; si la inclinació del pla de la rosca pren un valor $\alpha = 90^\circ - \rho$, aleshores el denominador del trencat és

$$\text{tg} (\alpha + \rho) = \text{tg} 90^\circ = \infty$$

En ésser el denominador infinitament gran, el valor del trencat tendeix a zero. O sia, que el rendiment és nul per als dos valors $\alpha = 0^\circ$ i $\alpha = 90^\circ - \rho$, per tant, hi haurà un cert valor comprès entre aquests dos límits pel qual el rendiment prendrà un valor màxim. Aquest rendiment és obtingut quan l'angle α és:

$$\alpha = 45^\circ - \frac{\rho}{2}$$

Així podem establir tenint en compte que $\text{tg} 45^\circ = 1$:

$$\eta_{\text{màx}} = \frac{\text{tg} \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right)}{\text{tg} \left(45^\circ + \frac{\rho}{2} \right)} = \text{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right)$$

A un coeficient de fregament $\mu = 0,14$ correspon $\text{tg} \rho = 0,14$ i $\rho = 8^\circ$; per tant, l'angle de rendiment màxim és:

$$\alpha = 45^\circ - \frac{8^\circ}{2} = 41^\circ$$

i aleshores el rendiment val:

$$\eta_{\text{màx}} = \text{tg}^2 41^\circ = 0,869^2 = 0,75$$

Correntment, no s'adopta un angle d'inclinació de 41° , necessari per al rendiment màxim, sinó un de molt més petit 5° , puix que allò exigiria una

femella de grans dimensions a la vegada que, com veurem després, el cargol es descollaria tot sol. Per a $\alpha = 5^\circ$; llavors el rendiment és

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ}{\operatorname{tg} 11^\circ} = \frac{0,087}{0,194} = 0,45$$

En els cargols de més d'un filet, com que aleshores cal adoptar un angle α major, el rendiment també augmenta.

33. *Descens de la càrrega.* — Si (fig. 63) l'angle d'inclinació α és més petit que l'angle de fregament ρ , la component P_1 del pes P paral·lela al pla és menor que la força de fregament

$$f = N \cdot \mu = N \operatorname{tg} \rho$$

i, per tant, no hi haurà moviment. Per tal d'aconseguir que la càrrega P baixi (fig. 64), caldrà fer un esforç Q perpendicular a l'eix del cargol de ma-

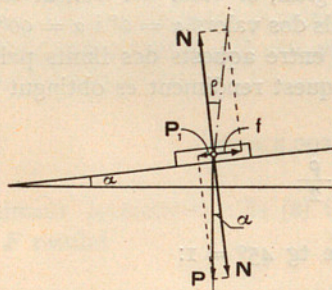


FIG. 63

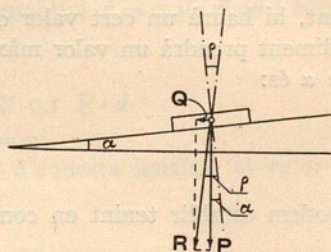


FIG. 64

nera que la resultant R de P i Q formi amb la perpendicular al pla un angle igual al de fregament ρ .

En aquest cas el valor de Q és

$$Q = P \operatorname{tg} (\alpha - \rho)$$

Observem que la diferència $\alpha - \rho$ essent negativa, també ho serà Q , la qual cosa vol dir que és de signe contrari al cas d'ascens de la càrrega.

La posició límit d'equilibri és quan $\alpha = \rho$. El mecanisme cargol-femella posseeix, doncs, la propietat de parada automàtica sempre que

$$\alpha < \rho$$

En un cargol en què es compleixi aquesta condició en cessar la força que fa pujar la càrrega pel pla de l'escoria quedarà automàticament aturat, perquè

el fregament és suficient per a mantenir l'equilibri. En un cargol d'aquesta mena el rendiment és baix, com podem veure si en la fórmula (3) del número 32 fem $\alpha = \rho$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \rho}{\operatorname{tg} 2 \rho}$$

Com que ρ sempre és petit, podem substituir aproximadament la tangent pel seu arc i llavors és:

$$\eta = \frac{\rho}{2 \rho} = 0,5$$

En realitat el rendiment és inferior, puix que hem de tenir en compte que el valor trobat correspon al cas límit; per a assegurar l'equilibri cal que $\alpha < \rho$; llavors el rendiment esdevé més baix que 0,5.

Podem comprovar-ho en un cargol el filet del qual té un diàmetre exterior igual a 40 mm i un pas de 4,5 mm; tenim:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{4,5}{40} = 0,036, \text{ d'on } \alpha = 2^\circ$$

Si $\mu = 0,1$ valor corresponent a un angle de fregament $\rho = 6^\circ$ tindrem, aplicant la fórmula (3) del número 32, que el rendiment val

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 2^\circ}{\operatorname{tg} 8^\circ} = \frac{0,036}{0,14} = 0,25$$

CÀLCUL DELS CARGOLS DE FIXACIÓ

34. En calcular les dimensions d'un cargol cal veure prèviament la mena de treball que ha de fer; des d'aquest punt de vista classificarem els cargols en tres grups: 1.^{er}, cargols fixos, el nucli dels quals està sotmès a una càrrega axial de compressió o de tracció; 2.^{on}, cargols fixos, on el nucli està sotmès a una càrrega transversal a l'eix; 3.^{er}, cargols que tenen un moviment relatiu respecte a la femella; per tant, el nucli està sotmès a un parell de torsió.

35. *Cargol fix amb càrrega axial.* — Quan un cop collat el cargol el sotmetem a un esforç axial P de tracció o compressió el nucli el transmet a la femella mitjançant els filets (fig. 65).

El diàmetre d_1 del nucli queda determinat pel coe-

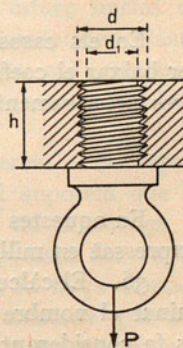


FIG. 65

ficient de treball σ a la tracció o compressió del material emprat; aleshores podrem posar

$$P = \sigma \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (1)$$

Per calcular el diàmetre exterior del cargol d establirem la relació que hi ha entre d_1 i d , la qual depèn del tipus de cargol emprat; així en els cargols Whitworth des de 1/2" fins a 2 1/2" la relació $\frac{d_1}{d}$ varia de 0,8 a 0,9, per tant, prenent el valor mínim tenim que

$$d_1 = 0,8 d$$

i substituint aquest valor en l'equació anterior, tindrem

$$P = \sigma \frac{\pi (0,8 d)^2}{4} = 0,5 \sigma \cdot d^2 \quad (2)$$

d'on traiem

$$d = \sqrt{\frac{2 P}{\sigma}} \quad (3)$$

que ens permet calcular el diàmetre quan coneixem la càrrega P i l'esforç unitari admès.

Cal tenir present que no convé extremar massa la càrrega unitària del metall, perquè l'experiència demostra que el nucli amb el treball de filetejat queda un xic castigat i, per tant, la seva resistència és afeblida.

El coeficient de treball admissible per a un bon acer dolç és generalment de 6 kg/mm²; la fórmula esdevé llavors

$$d = 0,57 \sqrt{P} \text{ mm}$$

En els casos en què el material no és d'excel·lent qualitat convindrà fer baixar el coeficient de treball fins a 4,8 kg/mm² en comptes del que hem pres primerament; d'on resulta

$$d = 0,64 \sqrt{P} \text{ mm}$$

En aquestes fórmules prendrem P en quilograms i el diàmetre d quedarà expressat en mil·límetres.

36. El càlcul de la llargada h de la tija del cargol que cal per a determinar el nombre de filets suficients per a transmetre l'esforç a la femella, es fa considerant que els filets del cargol treballen a la flexió, a la cisalladura i a l'aixafament.

Podem condensar els resultats en la TAULA XII, en la qual hi ha els coeficients pels quals hem de multiplicar d_1 , per a trobar els valors del diàmetre extern d i l'alçada h que caldrà a la femella.

TAULA XII

cargol	femella	d	h
ferro	ferro	1,4	1
acer	acer	1,5	1
ferro	bronze	1,6	1,2
ferro	ferro colat	1,8	1,3
ferro	metall tou	2	1,7

37. *Cargol fix amb càrrega transversal.* — Malgrat que els cargols estan especialment destinats a aguantar esforços axials, hi ha un determinat nombre de casos en els quals han d'ésser calculats per a suportar fatigues transversals molt grans.

En aquest cas, per tal d'evitar que el nucli treballi a altres esforços que el de cisalladura, convé que els cargols no tinguin joc dins del forat; llavors (fig. 66), com passa en els cargols d'acoblament dels plats d'unió dels arbres de transmissió, el nucli en comptes d'ésser cilíndric és cònic amb una inclinació dels costats, que generalment val $\operatorname{tg} \alpha = 1/10$ a $1/20$.

Per al càlcul d'aquests elements llavors es procedeix de la mateixa manera que hem seguit en tractar dels reblons.

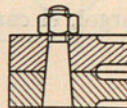


FIG. 66

38. *Cargol sotmès a un esforç axial i un de torsió.* — Per al càlcul dels cargols de fixació sotmesos a esforços axials i de torsió convé tenir en compte, a més de l'esforç inicial de tracció i de torsió que cal per a collar-los, l'esforç de tracció útil que haurà de resistir mentre se'l colla i els d'un cop collat. L'esforç inicial de tracció és proporcional a les deformacions elàstiques del cargol i dels junts que cal interposar quan es vol obtenir un bon assentament i hermeticitat.

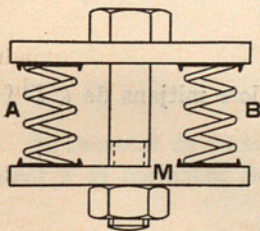


FIG. 67

Per a comprendre-ho considerem el cas representat en la fig. 67, en el qual suposem que la peça M ha de resistir, a més de la càrrega P exercida, per exemple, per la pressió del vapor damunt d'una tapa de cilindre, la força elàstica produïda per la deformació del junt, la qual és representada per les molles A i B . El cargol, doncs, està sotmès a un esforç de tracció que representa l'esforç elàstic del junt proporcional a la deformació de les molles,

el qual equival a l'esforç que ha calgut per a collar-lo, i a l'esforç de tensió provinent de la càrrega.

39. Per a tenir una idea de l'esforç que produïm en collar un cargol, podem seguir la marxa de càlcul següent:

Establirem la igualtat entre el treball esmerçat en collar el cargol i el treball total produït, o sigui la suma del treball útil més el perdut en els fregaments. Així, doncs,

Treball esmerçat = Treball útil + Treball de fregament entre la rosca i la femella + Treball de fregament de la femella damunt del seu seient.

Treball esmerçat. — Si designem per F la força aplicada a l'extrem del mànec de la clau i per l la llargada del seu braç de palanca, tindrem que el treball esmerçat en donar una volta de clau és

$$2 \pi F \cdot l$$

Treball útil. — En la mateixa volta, designant per h , el pas del fil del cargol, el camí recorregut i per P l'esforç útil axial, el treball útil serà

$$P \cdot h$$

Treball de fregament entre rosca i femella. — Podem calcular molt aproximadament el treball de fregament entre la rosca i la femella suposant que la càrrega normal a la superfície del fil és igual a l'esforç axial útil P , llavors designant per μ el coeficient de fregament, valdrà

$$\pi d \cdot \mu \cdot P$$

Treball de fregament de la femella amb el seu seient. — El treball de fregament de la base de la femella damunt del seu seient, designant per D el diàmetre mitjà de la superfície de contacte, serà

$$\pi D \cdot \mu \cdot P$$

Ara bé, posant en les fórmules anteriors els valors mitjans de l , D i h en funció del diàmetre d del cargol, que són:

$$l = 15 d$$

$$h = 0,13 d$$

$$D = 1,5 d$$

i prenent com a coeficient de fregament mitjà $\mu = 0,1$ podem escriure la igualtat de treballs en la forma següent:

$$2 \pi \cdot F \cdot 15 \cdot d = P \cdot 0,13 \cdot d + \pi d \cdot 0,1 \cdot P + \pi \cdot 1,5 \cdot d \cdot 0,1 \cdot P$$

o també simplificant

$$94 \cdot F \cdot d = 0,92 P \quad (1)$$

és a dir, que tenim aproximadament que

$$P = 100 F \quad (2)$$

la qual cosa vol dir que amb una clau de palanca quinze vegades més gran que el diàmetre de la femella podrem obtenir un esforç axial útil cent vegades més gran que el que fem al seu extrem per collar el cargol.

Les claus usuals, però (figura 68), només tenen un braç de palanca de set a vuit vegades el diàmetre de la femella.

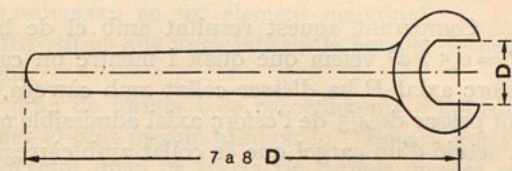


FIG. 68

40. Càlcul d'un cargol sotmès a esforços axials i de torsió. — La fatiga unitària σ que sofreix el metall és la resultant de compondre l'esforç σ_1 degut a la tracció o compressió amb el de torsió τ produït pel parell de torsió M ; aquestes dues càrregues unitàries es combinen segons *Bach* per la fórmula

$$\sigma = 0,35 \sigma_1 + 0,65 \sqrt{\sigma_1^2 + 4 \tau^2} \quad (1)$$

De la fórmula (3) del número 35 deduirem el valor de la càrrega unitària σ_1 corresponent a un cargol de diàmetre d per a una força axial P

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot P}{d^2}$$

El moment de torsió M que pot transmetre un cilindre de diàmetre d_1 essent τ el coeficient de treball per cisalladura, ve donat per l'expressió

$$M = \frac{\pi d_1^3}{16} \tau$$

d'on traiem

$$\tau = \frac{16 \cdot M}{\pi \cdot d_1^3}$$

Segons la fórmula (4) del número 31, el moment val : $M = 0,1 P \cdot d$, i com que aproximadament el diàmetre del nucli és $d_1 = 0,8 d$; substituint, resulta:

$$\tau = \frac{16 \cdot 0,1 \cdot P \cdot d}{\pi \cdot 0,512 \cdot d^3} = \frac{P}{d^2}$$

Posant aquests valors de σ_1 i τ en la (1) resulta

$$\sigma = 0,35 \frac{2P}{d^2} + 0,65 \frac{P}{d^2} \sqrt{4 + 4} = 2,54 \frac{P}{d^2}$$

o sigui

$$P = 0,4 \sigma d^2$$

Comparant aquest resultat amb el de la fórmula (2) del número 35. $P = 0,5 \sigma d^2$ veiem que quan i mentre un cargol calculat per a resistir un esforç axial P ha d'ésser collat amb càrrega, l'esforç axial corresponent no pot passar de $4/5$ de l'esforç axial admissible un cop collat el cargol, és a dir, la secció d'un cargol que és collat amb càrrega ha d'ésser 1,25 vegades més gran que un que havent de resistir el mateix esforç s'hagi de collar de buit. A les TAULES VI, VII, VIII, IX, X i XI consten les dimensions de les sèries normals dels cargols de fixació amb les rosques corresponents.

Exemple I. — Un cargol de $7/8''$ el nucli del qual té una secció de 272 mm^2 admet una càrrega unitària de 5 kg/mm^2 . Determineu l'esforç que caldrà fer amb la clau perquè la fatiga del material no passi d'aquell valor.

Resolució. — L'esforç útil axial que podrà suportar és

$$P = 272 \cdot 5 = 1360 \text{ kg}$$

L'esforç no haurà de passar, doncs, de

$$F = \frac{P}{100} = \frac{1360}{100} = 13,6 \text{ kg}$$

Exemple II. — Suposant que l'esforç aplicat a l'extrem del mànec de la clau és de 12 kg , calcular la tensió a què estarà sotmès el nucli d'un cargol de $1/2''$.

Resolució. — Aplicant la fórmula (2) del número 39 tenim que la tensió P del nucli del cargol és

$$P = 100 F = 100 \cdot 12 = 1200 \text{ kg}$$

Com que el nucli d'un cargol de $1/2''$ té una secció de 130 mm^2 aproximadament, la càrrega unitària inicial serà

$$\frac{1200}{130} = 9,2 \text{ kg/mm}^2$$

Com veiem, com que no queda gaire marge per a un esforç ulterior, el cargol corre el perill de trencar-se. Per això en les construccions mecàniques la pràctica aconsella de no posar mai cargols de diàmetre més petit de $1/2''$, o sia de 13 mm.

IMMOBILITZACIÓ DE CARGOLS I DE FEMELLES

41. A la pràctica, encara que, per a impedir que, degut a la força axial, la femella prengui un moviment de rotació, es faci l'angle d'inclinació dels fils dels cargols de fixació inferior al que hem calculat com a angle límit, no es pot evitar que les femelles es descollin espontàniament degut principalment a les vibracions que es produeixen en tot element maquina.

Cal, doncs, enginyar certs dispositius que immobilitzin la femella després d'haver-la collat convenientment.

Hi ha una diversitat molt gran de formes i de procediments d'impedir que els esforços a què està sotmès el junt puguin afluixar-lo. Encara que la femella assegura el junt, cal, sobretot quan es tracta de cargols grossos en els quals no és possible de provocar una deformació de junt suficient que la mantingui collada, assegurar-la també emprant certs mitjans de seguretat que la immobilitzin. La femella pot ésser immobilitzada: per simple pressió, *tanca de força*; per recalcat o doblec, *tanca de forma*, i per soldadura, *tanca material*.

42. *Immobilització per tanca de força.* — Aquesta mena de tancament consisteix a provocar una tensió axial o radial, la qual pot ésser produïda per la interposició d'un element elàstic o per l'elasticitat del material, per tal d'obtenir un fregament prou fort a la base de la femella per a impedir que la unió s'afluixi.

a) *Tanca de força axial sobre la mateixa rosca.* — Pot ésser obtinguda posant en tensió axial al cos de la femella mitjançant una rosca i contrarosca (fig. 69), o bé posant en tensió el cargol emprant femella i contrafemella (fig. 70), mitjans els quals permeten d'assegurar el cargol en la posició que es vulgui. Uns altres procediments són: prémer el cargol o la femella contra un seient exterior o interior (fig. 71); emprar una femella fendida per la

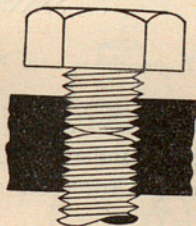


FIG. 69

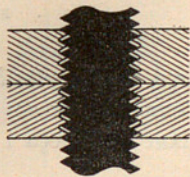


FIG. 70

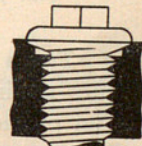


FIG. 71

meitat (fig. 72); emprant una molla o volandera elàstica (fig. 73) es pot produir a la vegada un tancament de forma.

b) *Tanca de força radial damunt la rosca mateixa.* — Un junt es pot assegurar emprant rosques còniques, les quals, a la vegada que produeixen una tanca de força radial, impedeixen el desplaçament axial de la unió. Aquest sistema de tanca s'empra per a obtenir junts hermètics, com és el cas de caputxons per a recipients de gasos a pressió (fig. 74); un altre sistema és suprimir el joc entre el mascle i la femella fent que la rosca vagi forta; aquest

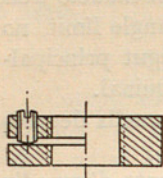


FIG. 72

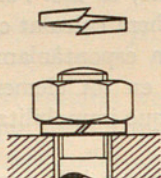


FIG. 73

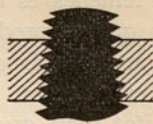


FIG. 74

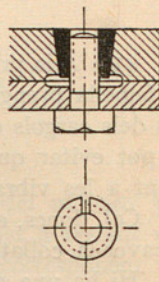


FIG. 75

sistema pot servir també per a fer forts els espàrrecs. Es pot assegurar també un cargol fendint axialment una femella cònica (fig. 75) que s'estreny a mesura que es colla; per a millor assegurança pot portar dues orelles, per les quals passa un cargol assegurador (fig. 76) que les estreny.

Es pot fer servir també (fig. 77) un cargol travesser que perquè no faci malbé la rosca actua damunt d'un disc de metall tou, aram per exemple.

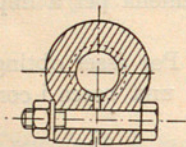


FIG. 76

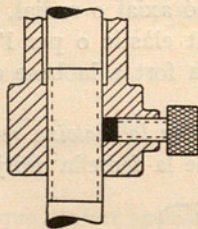


FIG. 77

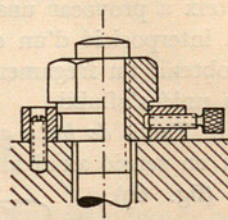


FIG. 78

c) *Tanca de força radial entre la femella o al cargol i la peça.* — A les màquines marines s'empra molt sovint la volandera de Penn (fig. 78), que porta un passador fixat a la peça i un cargol travesser que immobilitza la femella.

Les tanques de força tenen l'inconvenient de no indicar si la unió està prou estreta, excepte en els casos de comprimir molles de molt joc que permeten de comprovar el grau de tensió. Per a més seguretat molt sovint es combina aquest sistema de tanca amb el de forma.

43. *Immobilització per tanca de forma.* — És aconseguida modificant la forma de l'element que tanca, el qual pot ésser una xapa, un filferro, una molla, etc.

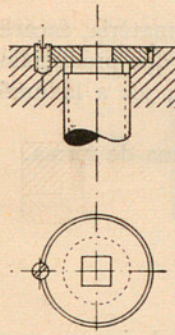


FIG. 79

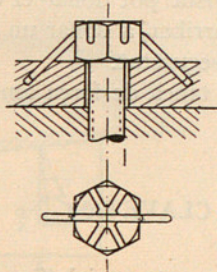


FIG. 80

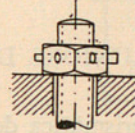


FIG. 81

a) *Per fixació del cargol a la femella o a la peça si la peça fa de femella.* — Reblant el cap del cargol damunt la femella o servint-se d'un element auxiliar com és una volandera fixa al cargol, immobilitzada mitjançant un presoner (fig. 79); un filferro plegat (fig. 80); una clavilla cònica o passador (fig. 81); una clavilla oberta amb una femella de corona (fig. 82);

una claveta fendida (fig. 83), molt emprada quan els cargols són de gran diàmetre i estan sotmesos a trepidacions molt fortes; premses, martinets.

b) *Per fixació de la femella a la peça.* — Mitjançant una volandera de xapa prima que es doblega en l'aire al davant d'una de les cares de la femella (fig. 84); mitjançant una volandera gruixuda encastada a la femella clau de fixació, i un cargol que la fixa a una de les peces que s'uneixen (fig. 85); emprant un ressort i una femella dentada (fig. 86).

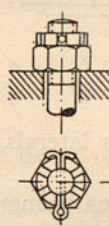


FIG. 82

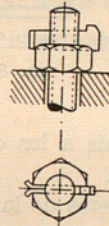


FIG. 83

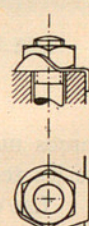


FIG. 84

c) *Per immobilització recíproca de diverses femelles o diversos cargols.* — Emprant un sol filferro que travessa cada joc de femella i cargol (fig. 87) o una mateixa planxa (fig. 88).

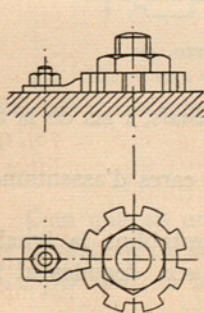


FIG. 85

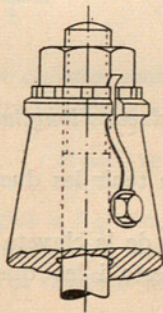


FIG. 86

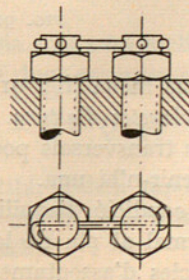


FIG. 87

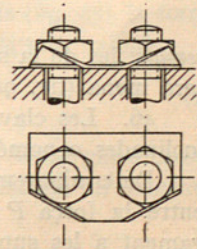


FIG. 88

44. *Immobilització per tanca material.* — És aconseguida, quan no cal desfer mai més la unió sinó trencant-la, mitjançant la soldadura dels dos elements.

Generalment, la immobilització per tanca de forma o de matèria, encara que tenen l'avantatge de quedar a la vista, pot donar el cas que produeixin molt poca tensió o gens, cosa que pot arribar a donar un cert joc a la unió i àdhuc que s'afluixin els elements de seguretat.

El millor sistema és combinar una tanca de força amb una de forma.

UNIONS DE CLAVETA

45. En la claveta prismàtica de base trapezoidal (fig. 89) designem : per *cares laterals* les que són determinades pels trapezis; per *cares d'assentament* les dues cares no paral·leles i per *cares de testa* les altres dues més petites.

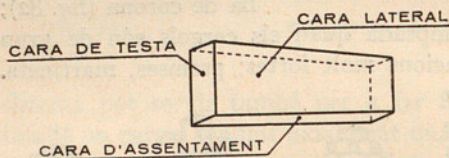


FIG. 89

En la unió de dos elements maquinals per mitjà d'una claveta, aquesta pot haver de suportar: a) esforços transversals a la cara d'assentament de la claveta; b) esforços normals a les cares laterals, i c) esforços perpendiculars a les cares de les testes.

Les clavetes de la mena primera (fig. 90) són anomenades *clavetes trans-*

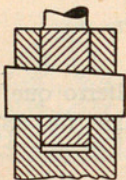


FIG. 90

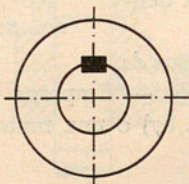


FIG. 91

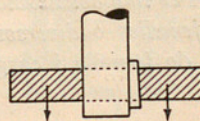


FIG. 92

versals ; les de la segona mena (fig. 91), *clavetes longitudinals* , i les de la tercera mena (fig. 92), *clavetes d'altura* .

46. Les clavetes transversals poden tenir les dues cares d'assentament inclinades o només tenir-n'hi una.

Determinarem la condició d'equilibri de la claveta establint la igualtat entre la força P normal al pla de la testa i les que són degudes al fregament a les superfícies d'assentament.

En el cas de claveta amb dues cares inclinades (fig. 93), les reaccions a

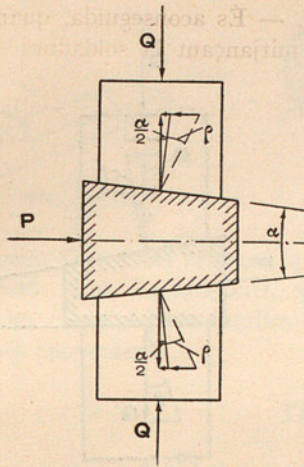


FIG. 93

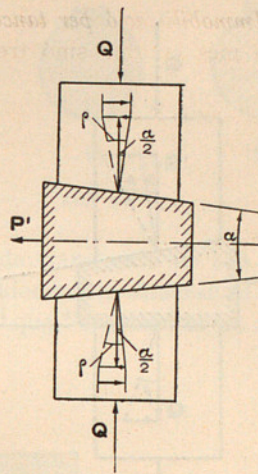


FIG. 94

cada cara són iguals, per tant la força P per a fer-la entrar, si designem per α l'angle d'inclinació de les cares d'assentament i per ρ l'angle de fregament, valdrà

$$P = 2 Q \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \rho \right) \quad (1)$$

i la força P' per a treure-la valdrà (fig. 94)

$$P' = 2 Q \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} - \rho \right) \quad (2)$$

La condició perquè la claveta es mantingui al seu lloc malgrat que no actuï la força P és que

$$\rho > \frac{\alpha}{2} \quad (3)$$

47. En el cas de clavetes amb una sola cara inclinada (fig. 95), la força d'entrada, puix que les reaccions a les dues cares no són iguals, valdrà

$$P = Q \operatorname{tg} (\alpha + \rho) + Q \operatorname{tg} \rho \quad (1)$$

Com que els angles α i ρ són petits, podem suposar, sense gaire error, que la tangent de la suma dels dos angles és igual a la suma de les tangents llurs, per tant, la força d'entrar-la valdrà

$$P = Q (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho + \operatorname{tg} \rho) = Q \operatorname{tg} (\alpha + 2 \rho) \quad (2)$$

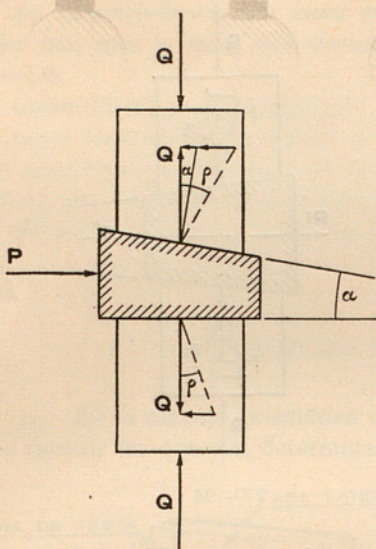


FIG. 95

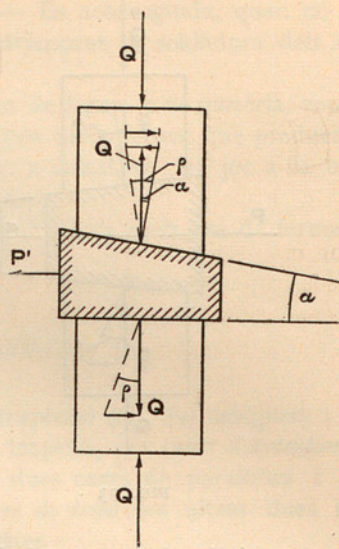


FIG. 96

i la força P' per a treure-la (fig. 96) valdrà

$$P' = Q \operatorname{tg} (2\rho - \alpha) \quad (3)$$

La condició perquè la claveta resti en el seu lloc malgrat que cessi l'acció de la força P és

$$2\rho > \alpha \quad (4)$$

CLAVETES LONGITUDINALS

48. Aquestes clavetes tenen la dimensió de màxima longitud paral·lela a l'eix de l'arbre en el qual van muntades. Generalment presenten la forma de la fig. 97, en la qual es veu el taló A que serveix per a poder treure la claveta amb el repols. La inclinació correntment emprada és

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,01$$

Segons la manera d'estar col·locada respecte a l'eix poden ésser : com el tipus a) (fig. 98) anomenada *claveta de mitja canya*, emprada solament en les unions transitòries; com la del tipus b), que és la més general, *claveta encastada*, i com el tipus c), dita *claveta plana*, en el cas que no es vol de-

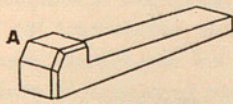


FIG. 97

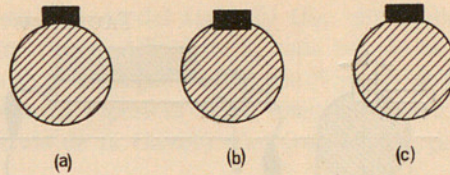
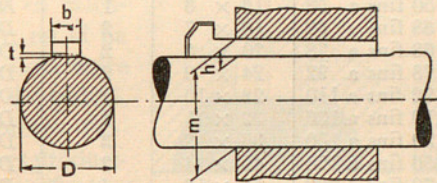


FIG. 98

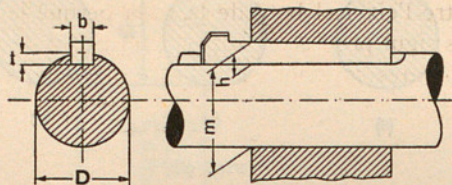
gollar massa l'eix i els esforços que s'han de transmetre no són de molta consideració. Les TAULES XIII, XIV i XV donen les dimensions que han de tenir les clavetes i les entalles dels eixos que l'experiència ha aconsellat com a més convenients.

TAULA XIII



Diàmetre de l'eix <i>D</i>	Xaveta		Profunditat de l'entalla en l'eix <i>t</i>	Profunditat de l'entalla en el botó <i>m</i>
	Dimensions nominals			
	Amp. <i>b</i> × Alc. <i>h</i>			
De 10 fins a 12	4 × 4		2,5	<i>D</i> + 1,5
De més de 12 fins a 17	5 × 5		3	<i>D</i> + 2
De més de 17 fins a 22	6 × 6		3,5	<i>D</i> + 2,5
De més de 22 fins a 30	8 × 7		4	<i>D</i> + 3
De més de 30 fins a 38	10 × 8		4,5	<i>D</i> + 3,5
De més de 38 fins a 44	12 × 8		4,5	<i>D</i> + 3,5
De més de 44 fins a 50	14 × 9		5	<i>D</i> + 4
De més de 50 fins a 58	16 × 10		5	<i>D</i> + 5
De més de 58 fins a 68	18 × 11		6	<i>D</i> + 5
De més de 68 fins a 78	20 × 12		6	<i>D</i> + 6
De més de 78 fins a 92	24 × 14		7	<i>D</i> + 7
De més de 92 fins a 110	28 × 16		8	<i>D</i> + 8
De més de 110 fins a 130	32 × 18		9	<i>D</i> + 9
De més de 130 hasta 150	36 × 20		10	<i>D</i> + 10
De més de 150 fins a 170	40 × 22		11	<i>D</i> + 11
De més de 170 fins a 200	45 × 25		13	<i>D</i> + 12
De més de 200 fins a 230	50 × 28		14	<i>D</i> + 14
De més de 230 fins a 260	55 × 30		15	<i>D</i> + 15
De més de 260 fins a 290	60 × 32		16	<i>D</i> + 16
De més de 290 fins a 330	70 × 36		18	<i>D</i> + 18
De més de 330 fins a 380	80 × 40		20	<i>D</i> + 20
De més de 380 fins a 440	90 × 45		23	<i>D</i> + 22
De més de 440 fins a 500	100 × 50		25	<i>D</i> + 25

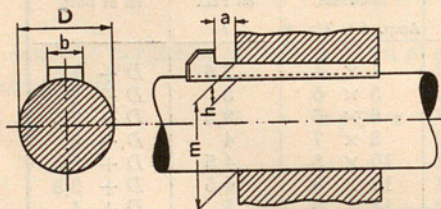
TAULA XV



Mides en mm

Per a diàmetre de l'eix D	Xaveta	Eix	Profunditat de l'entalla del botó
	Mides nominals	Profunditat del rebaix	m
	Amp. $b \times$ Alç. h	t	
De més de 22 fins a 30	8 × 4	1	$D + 3$
De més de 30 fins a 38	10 × 5	1,5	$D + 3,5$
De més de 38 fins a 44	12 × 5	1,5	$D + 3,5$
De més de 44 fins a 50	14 × 5	1	$D + 4$
De més de 50 fins a 58	16 × 6	1	$D + 5$
De més de 58 fins a 68	18 × 7	2	$D + 5$
De més de 68 fins a 78	20 × 8	2	$D + 6$
De més de 78 fins a 92	24 × 9	2	$D + 7$
De més de 92 fins a 110	28 × 10	2	$D + 8$
De més de 110 fins a 130	32 × 11	2	$D + 9$
De més de 130 fins a 150	36 × 13	3	$D + 10$
De més de 150 fins a 170	40 × 14	3	$D + 11$
De més de 170 fins a 200	45 × 16	4	$D + 12$
De més de 200 fins a 230	50 × 18	4	$D + 14$

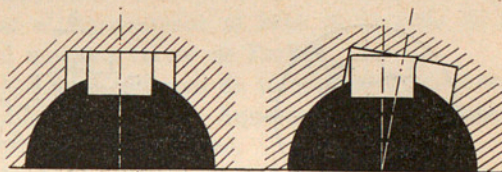
TAULA XIV



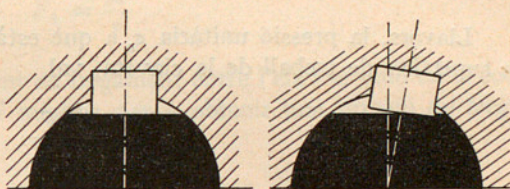
Mides en mm

Diàmetre de l'eix D	Xaveta	Distància a	Profunditat de l'entalla en el botó
	Mides nominals	a	m
	Amp. $b \times$ Alç. h	\approx	
De més de 22 fins a 30	8 × 3	4	$D + 3$
De més de 30 fins a 38	10 × 3,5	5	$D + 3,5$
De més de 38 fins a 44	12 × 3,5	5	$D + 3,5$
De més de 44 fins a 50	14 × 4	5	$D + 4$
De més de 50 fins a 58	16 × 5	6	$D + 5$
De més de 58 fins a 68	18 × 5	7	$D + 5$
De més de 68 fins a 78	20 × 6	8	$D + 6$
De més de 78 fins a 92	24 × 7	9	$D + 7$
De més de 92 fins a 110	28 × 8	10	$D + 8$
De més de 110 fins a 130	32 × 9	11	$D + 9$
De més de 130 fins a 150	36 × 10	13	$D + 10$

Si suposem que en entrar una claveta del tipus *b*) (fig. 98) arribem a produir una pressió suficient entre l'eix i el botó de la roda perquè la força de fregament originada entre ells sigui prou per a suportar el parell de torsió que cal transmetre, aleshores les cares superiors estan sotmeses a una forta pressió, mentre que les cares laterals de la claveta n'estaran lliures; però si l'esforç de fregament no és suficient, la claveta estarà sotmesa a l'esforç de cisalladura provinent de la pressió damunt d'una de les cares de la claveta per l'entalla del botó i de la pressió sobre la cara oposada per la mortalla de l'arbre, esforç de cisalladura que caldrà tenir en compte en calcular-la. En realitat, no hi ha una distinció ben palesa entre una i altra mena de treball, sinó que les dues menes d'esforços generalment es produeixen simultàniament. És únicament en el cas de les clavetes còncaues *a*) que no hi ha possibilitat que es produeixin esforços de cisalladura.



(a)



(b)

FIG. 99

També cal tenir en compte que en el cas que la claveta vagi baldera en la seva mortalla (fig. 99 *a*), l'esforç de compressió que es produeix l'axafa, sobretot a les vores de les arestes. Quan és el pla d'assentament de l'arbre el que és massa ample (fig. 99 *b*), llavors és ell mateix el que es deforma sota l'acció de la claveta.

49. *Esforços de la claveta.* — Els esforços a què està sotmesa la claveta (fig. 100) són, doncs : *a*) una pressió P_1 en el tros de cara lateral en contacte amb l'entalla de l'eix i una altra P_2 en el tros de la cara lateral oposada en contacte amb l'entalla del botó de la roda; *b*) l'esforç de cisalladura produït per les dues forces esmentades i que actua en el pla mitjà de la claveta paral·lel a l'eix.

Designem (fig. 101), respectivament, per h , b i l , l'altura, l'amplada i la longitud de la claveta; per t , la fondària de l'entalla, i per r , el radi de l'arbre.

a) Determinarem la pressió unitària σ_c damunt de la claveta calculant la pressió total F en funció del moment de torsió M a la distància $r - \frac{t}{2}$ del centre de l'arbre, mitjançant l'equació

$$M = F \left(r - \frac{t}{2} \right)$$

posada sota la forma

$$F = \frac{2M}{2r - t} \quad (1)$$

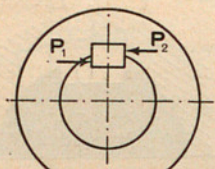


FIG. 100

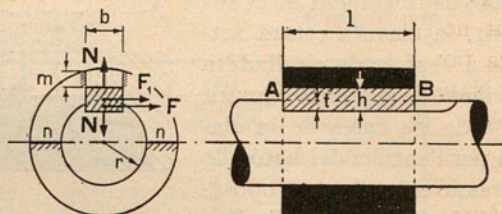


FIG. 101

Llavors, la pressió unitària σ_c a què està sotmès el material essent $t \cdot l$ la superfície de treball de la claveta, val

$$\sigma_c = \frac{F}{t \cdot l}$$

Substituint en aquesta fórmula el valor de F donat per l'equació (1) tindrem que

$$\sigma_c = \frac{2M}{t \cdot l (2r - t)} \quad (2)$$

No convé que aquest esforç passi de 1000 kg/cm².

b) L'esforç unitari de cisalladura τ al qual està sotmesa la secció mitjana $A - B$ de la claveta, el determinarem trobant prèviament l'esforç tangencial F_1 a la superfície de l'arbre, el qual val

$$F_1 = \frac{M}{r} \quad (3)$$

Llavors, l'esforç unitari de cisalladura τ a què està sotmès el material en la secció de cisalladura $A - B$ de la claveta, serà expressada per la fórmula

$$\tau = \frac{F_1}{b \cdot l} \quad (5)$$

en la qual $b \cdot l$ és l'àrea d'aquesta secció. Posant-la en funció del moment de torsió, pren la forma

$$\tau = \frac{M}{r \cdot b \cdot l} \quad (6)$$

50. Quan l'arbre ha de girar en ambdós sentits cal assegurar-se que el botó no tingui gens de joc damunt de l'arbre, puix que amb els canvis de moviment es produiria un desgast per fregament molt fort, tant a la superfície de l'arbre com a la cara interna del botó, que malmetria aviat el manegament de les dues peces.

Per tant, convé que la pressió normal N produeixi la força de fregament necessària per a assegurar el trametiment al botó de la roda de la força tangencial corresponent al moment torsor de l'arbre.

Naturalment que la força N origina esforços de tracció en les dues seccions n i de cisalladura en les dues seccions m . Aquests esforços serveixen de partida per al càlcul de les dimensions del botó.

Si M és el moment de torsió, la força tangencial F_1 corresponent a una distància r al centre de l'arbre és

$$F_1 = \frac{M}{r}$$

Designant per μ el coeficient de fregament entre l'eix i el botó de la roda el valor de la força normal N mínima per a obtenir una pressió de fregament F_1 és

$$N = \frac{F_1}{\mu}$$

Quan només volem assegurar la unió per fregament, com que, per poc gran que sigui el valor de F_1 , també ho és N , llavors es calculen les dimensions del botó de la roda tenint en compte que la secció $A - B$ de la claveta paral·lela a l'eix està sotmesa a esforços de cisalladura.

Quan els esforços que es transmeten de l'eix a la roda són produïts de manera sobtada, és aconsellable l'ús de clavetes tangencials, les quals presenten la disposició indicada per la fig. 102. Com pot observar-se, el manegament s'obté per mitjà d'un parell de clavetes, en les quals les cares d'assentament en contacte tenen inclinació de 1 : 60 a 1 : 100.

Com sigui que aquest sistema de manegament només admet esforços en un sol sentit, quan aquests esforços seran de sentit alternatiu caldrà posar dos jocs de clavetes. Les clavetes tangencials tenen l'avantatge que afebleixen l'eix molt menys que les clavetes ordinàries; per tant, les deformacions que l'eix experimentarà també seran menors.

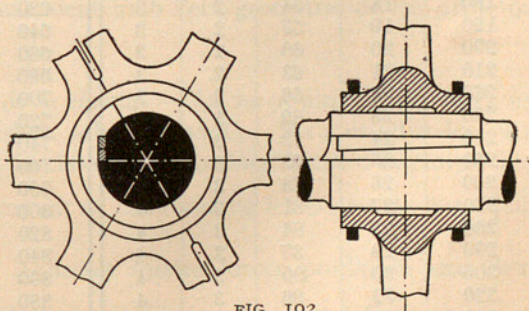
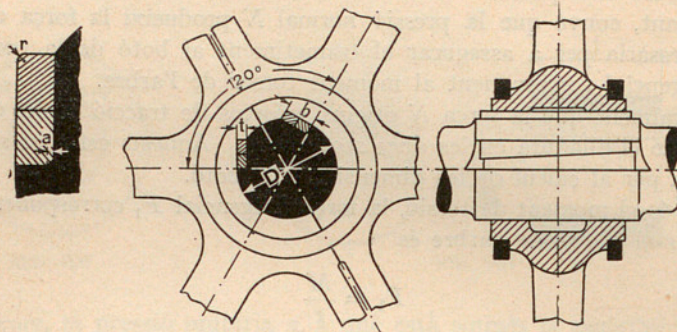


FIG. 102

La TAULA XVI dona les dimensions més convenients per a les clavetes tangencials.

TAULA XVI



Mides en mm

Diàmetre de l'eix <i>D</i>	Entalla			Xaveta	Diàmetre de l'eix <i>D</i>	Entalla			Xaveta
	Profunditat <i>t</i>	Amplada <i>b</i>	Radi <i>r</i>	Xamfrà <i>a</i>		Profunditat <i>t</i>	Amplada <i>b</i>	Radi <i>r</i>	Xamfrà <i>a</i>
100	10	30	2	3	460	46	138	4	5
110	11	33	2	3	480	48	144	5	6
120	12	36	2	3	500	50	150	5	6
130	13	39	2	3	520	52	156	5	6
140	14	42	2	3	540	54	162	5	6
150	15	45	2	3	560	56	168	5	6
160	16	48	2	3	580	58	174	5	6
170	17	51	2	3	600	60	180	6	7
180	18	54	2	3	620	62	186	6	7
190	19	57	2	3	640	64	192	6	7
200	20	60	2	3	660	66	198	6	7
210	21	63	2	3	680	68	204	6	7
220	22	66	2	3	700	70	210	6	7
230	23	69	3	4	720	72	216	6	7
240	24	72	3	4	740	74	222	6	7
250	25	75	3	4	760	76	228	6	7
260	26	78	3	4	780	78	234	6	7
270	27	81	3	4	800	80	240	6	7
280	28	84	3	4	820	82	246	6	7
290	29	87	3	4	840	84	252	6	7
300	30	90	3	4	860	86	258	6	7
320	32	96	3	4	880	88	264	8	9
340	34	102	3	4	900	90	270	8	9
360	36	108	3	4	920	92	276	8	9
380	38	114	4	5	940	94	282	8	9
400	40	120	4	5	960	96	288	8	9
420	42	126	4	5	980	98	294	8	9
440	44	132	4	5	1000	100	300	8	9

CLAVETES TRANSVERSALS

51. Aquesta mena de clavetes són emprades per a poder regular el joc que de vegades han de tenir les peces entre elles, les cares d'assentament de les quals són perpendiculars a l'eix de les peces que uneixen. Llavors, en calcular-les cal tenir en compte que han de resistir esforços de cisalladura, de pressió superficial i de flexió.

En les clavetes transversals de dimensions usals, com que treballen en molt bones condicions per cisalladura, considerarem únicament l'esforç de flexió, que és el més important.

En la construcció de clavetes ordinàries, el material emprat és l'acer dolç; en certs casos especials en què convingui una gran seguretat o bé calgui reduir les seves dimensions, com és el cas, per exemple, del manegament de la tija del pistó amb la creueta de les locomotores, cal adoptar acer especial de gran resistència de 60 kg/mm^2 .

La forma que generalment es dóna a les clavetes transversals és la que representa la fig. 103. Per tal d'evitar el degollament excessiu de les peces que s'uneixen i a la vegada obtenir un millor aprofitament del material es fan més altes que gruixudes. Llavors tenim a més l'avantatge que poden resistir millor els esforços de flexió a què estan sotmeses en la part coincident amb l'eix geomètric de les peces que cal unir.

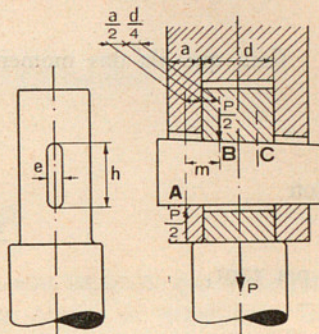


FIG. 103

52. Càlcul dels esforços de la claveta. — La força axial P produeix uns esforços de flexió i de cisalladura sobre la claveta. Per a estudiar-los suposarem (fig. 103) que damunt la claveta actuen dues forces d'intensitat igual a $\frac{P}{2}$, les quals produeixen damunt de cada una de les orelles de la forquilla una reacció d'intensitat $\frac{P}{2}$. Aquestes quatre forces produiran una flexió el moment màxim de la qual s'escaurà en dos punts B i C situats a una distància $\frac{d}{4}$ del junt de les dues peces.

Prenent moments respecte al punt A , punt d'aplicació de la reacció, tindrem que el moment flector M_f val

essent

$$m = \frac{a}{2} + \frac{d}{4}$$

Designem per e el gruix de la claveta, per h la seva altura i per σ el coeficient de treball; tindrem que el moment resistent val

$$M_r = \sigma \frac{h^2 \cdot e}{6}$$

Com que els dos moments han d'ésser iguals, tindrem que

$$\frac{P \cdot m}{2} = \sigma \frac{h^2 \cdot e}{6}$$

d'on

$$3 \cdot P \cdot m = \sigma h^2 \cdot e$$

i, per tant,

$$\sigma = \frac{3 \cdot P \cdot m}{h^2 \cdot e} \quad (1)$$

Com que la claveta està sotmesa a esforços de cisalladura en les seccions coincidents amb els junts, produïts per cada joc de forces $\frac{P}{2}$ que són de sentit oposat, i la superfície de treball de cada secció val $h \cdot e$, podrem posar

$$P = 2 \cdot h \cdot e \cdot \tau$$

de la qual podem deduir el valor del coeficient de treball de cisalladura τ . Per tant,

$$\tau = \frac{P}{2 \cdot h \cdot e} \quad (2)$$

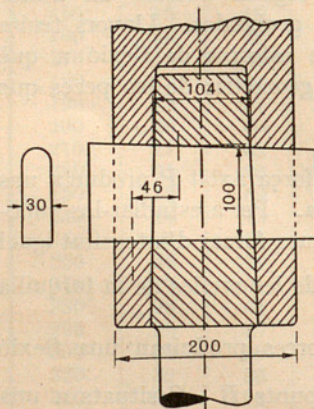


FIG. 104

Exemple.—Calcular els coeficients de treball d'una claveta per al manegament de dues tiges que han de suportar un esforç de 32 000 kg, les dimensions del qual són indicades en la fig. 104.

Resolució.— Calcarem el treball unitari a què està sotmès el material de la claveta per l'equació (1), en la qual el valor de m val

$$m = \frac{a}{2} + \frac{d}{4} = \frac{40}{2} + \frac{104}{4} = 46 \text{ mm}$$

Substituint valors tindrem, doncs,

$$\sigma = \frac{3 \cdot P \cdot m}{h^2 \cdot e} = \frac{3 \cdot 32\,000 \cdot 46}{100^2 \cdot 30} = 14,7 \text{ kg/mm}^2$$

valor acceptable si emprem acer de gran resistència.

El treball unitari de cisalladura en les seccions coincidents amb els junts valdrà segons l'equació (2)

$$\tau = \frac{P}{2 \cdot h \cdot e} = \frac{32\,000}{2 \cdot 100 \cdot 30} = 5,3 \text{ kg/mm}^2$$

UNIONS FORÇADES

53. Les unions forçades o manegaments són emprats per a establir enllaçaments indeformables entre els diferents òrgans de màquines. Generalment un d'aquests elements té la forma anular i envolta i comprimeix l'altre amb un esforç de tensió interna suficient perquè el fregament que hi ha entre les superfícies en contacte sigui suficient per a impedir el moviment relatiu de les peces que tractem d'ajuntar.

54. *Manegament en calent.* — Si k és el coeficient de dilatació lineal del material, en augmentar de $t^\circ C$ la temperatura d'una barra metàl·lica de llargada l , l'allargament a que experimentarà serà:

$$a = k \cdot t \cdot l$$

En minvar la temperatura la barra tornarà a la seva llargada primitiva, però si per un mitjà qualsevol impedim que això es realitzi, el material quedarà sotmès a un esforç de tensió unitari σ que serà igual al que caldria aplicar a la barra perquè, sense variar la temperatura primitiva, es produís un allargament a .

Si designem per E el mòdul d'elasticitat del material i per ϵ l'allargament unitari, determinarem l'esforç unitari produït per la tensió interna per la coneguda relació.

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

Com que l'allargament unitari val

$$\varepsilon = \frac{a}{l}$$

resulta

$$\sigma = \frac{E \cdot a}{l}$$

i posant en lloc de l'allargament el seu valor en funció de la temperatura que hem trobat abans, tenim finalment:

$$\sigma = E \cdot k \cdot t$$

Així, si escalfem a 120° una barra de ferro, el qual té un coeficient de dilatació lineal $k = 0,000011$ i un mòdul d'elasticitat $E = 20\,000 \text{ kg/mm}^2$, i després de dilatada la deixem refredar fins a la temperatura de 15° de l'ambient, en privar que el material torni a la seva llargada primitiva, el material quedarà sotmès a un esforç unitari de tracció que valdrà:

$$\sigma = 20\,000 \cdot 0,000011 (120 - 15) = 23 \text{ kg/mm}^2$$

Convé que aquest valor de σ es mantingui inferior al corresponent al límit d'elasticitat, o sia dins la zona de proporcionalitat; en certs casos, per tal d'obtenir un major esforç unitari, hom arriba a prendre per valor del coeficient de treball el del límit aparent d'elasticitat; no convé, però, passar d'aquest valor, puix que llavors estariem dins la zona de plasticitat del material.

Una aplicació d'això que hem exposat en l'ús de grapes de força entrades en calent, l'esforç de tracció de les quals és aprofitat per a ben ajuntar dues peces, que en la fig. 105 són dos mitjos volants.

En el cas de llantes, cal tenir en compte que degut a la compressió que en refredar-se produeixen damunt del nucli, aquest s'encongirà un xic i, per tant, el material de la llanta treballarà amb un esforç unitari menor que el determinat pel càlcul.

Això atès en el cas de llantes de roda per a ferrocarrils, hom admet per valor de l'allargament unitari

$$\varepsilon = 0,0015$$

puix que, degut al que acabem de dir respecte a la compressió del nucli, l'allargament efectiu és aproximadament uns $2/3$ del que hem suposat, o sia:

$$\varepsilon = \frac{2}{3} \cdot 0,0015 = 0,001$$

Això representa un esforç unitari:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = 20\,000 \cdot 0,001 = 20 \text{ kg/mm}^2$$

Quan es tracta de volants partits (fig. 105) les parts dels quals queden reunides per mitjà d'anells *A A*, entrats en calent s'augmenta fins a $\tau : 500$ del diàmetre la diferència dels diàmetres interiors dels anells en fred i un cop escalfats. En aquest cas cal emprar material molt dolç per tal que l'anell es pugui mantenir dilatat sense trencar-se.

Tot el que acabem d'exposar sols és aplicable a les peces de gruix reduït en comparació de llur diàmetre, ja que llavors podem suposar que la tensió interna queda uniformement repartida en tota la secció.

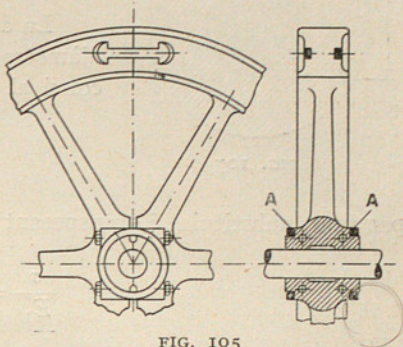


FIG. 105

55. *Manegament en fred.* — Sigui (fig. 106) un botó de roda el diàmetre interior del qual d_1 és lleugerament inferior al de l'eix corresponent d_2 . Si obliquem l'eix a penetrar dins del forat del botó, les superfícies de contacte d'ambdós es deformaran i l'experiència demostra que la unió obtinguda d'aquesta manera és molt forta i molt resistent a les trepidacions.

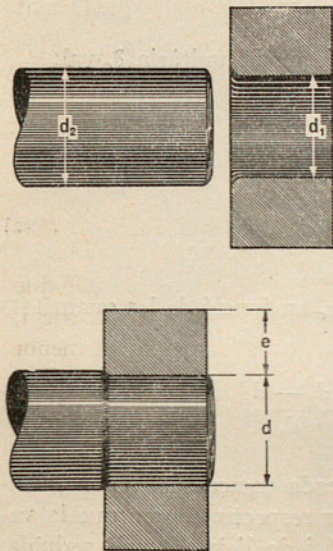


FIG. 106

El monyó de l'eix i la superfície interna del botó es poden fer cilíndrics o lleugerament cònics. La primera forma indiscutiblement dona més bons resultats, puix que una petita variació axial en la situació relativa del botó i de l'eix no modifica en gaire la resistència de la unió, ja que, per efecte de la deformació contínua de les dues parts, l'esforç que cal fer, tant per a poder entrar com per a treure la roda de l'eix, és més constant que si fem les superfícies còniques, on un petit desplaçament axial és prou per a afeblir la resistència del manegament.

56. *Resistència del manegament en fred.* — Mentre les deformacions estan dins del límit de proporcionalitat, o sia mentre hi ha proporcionalitat

entre les forces aplicades i les deformacions, podem expressar en el botó de la roda (fig. 107) la càrrega unitària per tracció σ en funció de la deformació unitària δ i del mòdul d'elasticitat E_1 del metall segons la igualtat:

$$\sigma = \delta \cdot E_1$$

La deformació unitària δ posada en funció del diàmetre primitiu d_1 del botó i del diàmetre d comú al botó i a l'eix un cop manegats és:

$$\delta = \frac{d - d_1}{d}$$

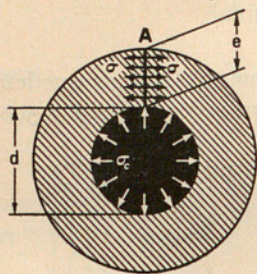


FIG. 107

per tant, substituint i transposant queda

$$\frac{\sigma}{E_1} = \frac{d - d_1}{d} \quad (1)$$

Així mateix en el monyó, l'esforç unitari per compressió σ_c del material de l'eix referit a la deformació unitària δ_c i al mòdul d'elasticitat E_2 , és:

$$\sigma_c = \delta_c \cdot E_2$$

Si d_2 és el diàmetre primitiu de l'eix, la deformació unitària δ_c val:

$$\delta_c = \frac{d_2 - d}{d_2}$$

per tant

$$\frac{\sigma_c}{E_2} = \frac{d_2 - d}{d_2} \quad (2)$$

Per tal de calcular els esforços unitaris σ i σ_c en funció de les quantitats conegudes, sumarem les equacions (1) i (2):

$$\frac{\sigma}{E_1} + \frac{\sigma_c}{E_2} = \frac{d - d_1}{d} + \frac{d_2 - d}{d_2}$$

Si tenim en compte que el numerador de cada trencat del segon membre és molt petit comparat amb el denominador respectiu, i com que la variació que experimenten els diàmetres del botó i de l'eix és molt reduïda, podem posar sense error sensible d_2 en lloc de d en el denominador; per tant:

$$\frac{\sigma}{E_1} + \frac{\sigma_c}{E_2} = \frac{d_2 - d_1}{d_2} \quad (3)$$

La relació del segon membre d'aquesta equació és comunament designada per q i generalment pren valors compresos entre $\frac{1}{500}$ i $\frac{1}{1000}$. Per tant queda:

$$q = \frac{\sigma}{E_1} + \frac{\sigma_c}{E_2} \quad (4)$$

El valor de σ_c és, com ja hem dit, l'esforç unitari de compressió de l'eix, però al mateix temps (fig. 107) representa la pressió en la cara interna del botó, la qual queda equilibrada per la tensió σ en sentit circumferencial que neix en cada secció A . Com que el botó té les parets gruixudes respecte el diàmetre, l'esforç de tracció no es reparteix uniformement en tota la superfície d'una secció diametral; la càrrega unitària màxima σ per tracció que sofreix el botó i la pressió unitària interna σ_c estan lligades per la relació següent:

$$\sigma_c = \frac{\left(1 + \frac{2e}{d}\right)^2 - 1}{\left(1 + \frac{2e}{d}\right)^2 + 1} \cdot \sigma \quad (5)$$

Si fem

$$\frac{\left(1 + \frac{2e}{d}\right)^2 - 1}{\left(1 + \frac{2e}{d}\right)^2 + 1} = k \quad (6)$$

queda finalment:

$$\sigma_c = k \cdot \sigma \quad (7)$$

Substituint aquest valor en l'equació (4) tenim:

$$q = \sigma \left(\frac{1}{E_1} + \frac{k}{E_2} \right) \quad (8)$$

Conegudes les dimensions del botó i de l'eix determinarem el valor del coeficient k per l'expressió (6) i fixat el coeficient de treball σ per extensió en el botó de la roda, calcularem el tant per u de deformació del manegament per mitjà de l'expressió (8).

57. Inversament sempre que sigui conegut el valor q de la relació $\frac{d_2 - d_1}{d_2}$ i les dimensions del botó i de l'eix, per les equacions (8) i (7) podem determinar els coeficients de treball als quals quedarà sotmès el material.

Per tal de facilitar la determinació del coeficient k , la TAULA XVII dóna aquest coeficient per a diferents valors de la relació $\frac{2e}{d}$

TAULA XVII

$\frac{2e}{d}$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9		
k	0,385	0,415	0,438	0,463	0,486	0,508	0,528	0,548	0,566		
$\frac{2e}{d}$	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
k	0,600	0,630	0,658	0,682	0,704	0,724	0,744	0,759	0,774	0,787	0,800

58. *Càlcul de les dimensions del botó.* — És evident que la pressió total del manegament augmenta a mesura que la introducció de l'eix dins de l'ull del botó va avançant i que en les peces cilíndriques homogènies serà sensiblement proporcional a la penetració. La pressió unitària entre les superfícies en contacte del botó i de l'eix és igual a la compressió radial σ_c de l'eix. Si designem per r el radi d'aquest; per l la llargada en sentit axial de la zona de contacte entre el botó i l'eix; per μ el coeficient de fregament, tindrem que la pressió màxima del manegament valdrà:

$$Q = 2 \pi \cdot r \cdot l \cdot \mu \cdot \sigma_c$$

posant en lloc de σ_c el valor de l'equació (7) del número 56 resulta

$$Q = 2 \pi \cdot r \cdot l \cdot \mu \cdot k \cdot \sigma$$

Eliminant k entre aquesta darrera igualtat i la (6) del número 56 i traient-ne el valor de la relació $\frac{2e}{d}$ queda

$$\frac{2e}{d} = \sqrt{\frac{2 \pi \cdot r \cdot l \cdot \mu \cdot \sigma + Q}{2 \pi \cdot r \cdot l \cdot \mu \cdot \sigma - Q}} - 1 \quad (1)$$

En aquesta expressió Q és la força màxima que impedeix el lliscament longitudinal o la rotació del botó damunt de l'eix. Per tant, el moment màxim de rotació que pot transmetre's de l'un a l'altre val $Q \cdot r$.

Si M_t és el moment de rotació que cal transmetre, necessàriament hem de tenir la següent condició:

$$Q \cdot r > M$$

o també

$$Q > \frac{M_t}{r} \quad (2)$$

El valor del quocient

$$\frac{Q \cdot r}{M_t}$$

dóna el que podríem anomenar coeficient de seguretat contra el lliscament per rotació.

Analitzant la fórmula (1) deduïm que, per tal que la quantitat sub-radical sigui positiva, és a dir, perquè l'arrel tingui un valor real, cal que el denominador del trencat sigui positiu; per tant, és necessari que

$$2 \pi \cdot r \cdot l \cdot \mu \cdot \sigma > Q$$

Exemple. — Tractem de determinar el gruix del botó de la roda principal d'una locomotora de dos eixos acoblats manegada sense claveta. Les característiques que interessin són:

Diàmetre del pistó.....	40 cm
Pressió del vapor.....	10 kg/cm ²
Radi de la maneta.....	25 cm
Diàmetre de l'eix.....	14 cm
Llargada del botó.....	14 cm
σ	800 kg/cm ²
μ	0,2

Resolució. — Admetent la hipòtesi d'una patinada de tres de les quatre rodes acoblades, tota l'acció de la pressió del vapor damunt del pistó es transmet a una sola roda. El moment de rotació transmès val:

$$M_t = \pi \cdot \frac{40^2}{4} \cdot 10 \cdot 25 = 314\ 159 \text{ cmkg}$$

Com que el radi r de l'eix és igual a 7 cm, la força tangencial en la seva superfície valdrà:

$$\frac{M_t}{r} = \frac{314\ 159}{7} = 44\ 879 \text{ kg}$$

Per tal d'assegurar que la força de fregament entre l'eix i el botó sigui suficient per a impedir el lliscament, cal que es compleixi la desigualtat (2); suposem que:

$$Q = 65\,000 \text{ kg}$$

Substituint valors en l'equació (1) tenim:

$$\frac{2e}{d} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 14 \cdot 0,2 \cdot 800 + 65\,000}{2 \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 14 \cdot 0,2 \cdot 800 - 65\,000}} - 1 = 1,2$$

d'on

$$e = \frac{1,2d}{2} = 0,6 \cdot 14 = 8,4 \text{ cm}$$

Calcularem la diferència entre el diàmetre d_2 de l'eix i el d_1 de l'interior del botó per tal de tenir la força Q del manegament que hem fixat. Per l'equació (6) del número 56 o per la Taula de valors corresponents a aquesta equació obtenim, en funció de la relació $\frac{2e}{d} = 1,2$, el valor de k que és

$$k = 0,658$$

Posant aquest en l'equació (8) del número 56 i suposant que els mòduls d'elasticitat del botó i de l'eix són iguals a $1\,800\,000 \text{ kg/cm}^2$ i $2\,000\,000 \text{ kg/cm}^2$, respectivament, resulta:

$$q = 800 \left(\frac{1}{1\,800\,000} + \frac{0,658}{2\,000\,000} \right) \approx \frac{1}{1415}$$

De l'equació (3) del número 56 traiem:

$$d_1 = d_2 (1 - q)$$

i com que $d_2 = 140 \text{ mm}$ resulta

$$d_1 = 140 \left(1 - \frac{1}{1415} \right) = 139,9 \text{ mm}$$

59. La pràctica ha demostrat que la resistència d'un manegament en fred o en calent és aproximadament la mateixa que la que tindria el mateix conjunt fet d'una sola peça. Mentre en el material ferroviari no s'estudià la forma més convenient que calia donar al tros de l'eix on es manegen les

rodes, eren relativament freqüents les fissures en aquestes zones de l'eix, cosa que era atribuïda a la defectuosa qualitat del material emprat.

Els experiments que s'han realitzat demostren que un anell manegat rígidament a un eix en una llargada igual a 1,5, el diàmetre d'aquest ofereix, per a l'efecte de càrregues alternatives, la mateixa resistència que un engruïment sobtat de l'eix de les mateixes dimensions de l'anell. Mentre un eix cilíndric de diàmetre uniforme (fig. 108 a) sotmès en la secció $x y$ a un moment flector alternatiu acusava una càrrega de ruptura de 3 290 kg/cm², un altre del mateix diàmetre, però amb un reprès tal com indica la fig. 108 b, la resistència, en comptes d'augmentar, com sembla que hauria d'ésser, minvava a 1 750 kg/cm² degut a la discontinuïtat de les fibres en la zona on canvia de secció. Aquest mateix resultat s'obtingué també amb un eix com el que primer hem assajat, però amb un anell de vores ben escairades manegat rígidament (fig. 108 c).

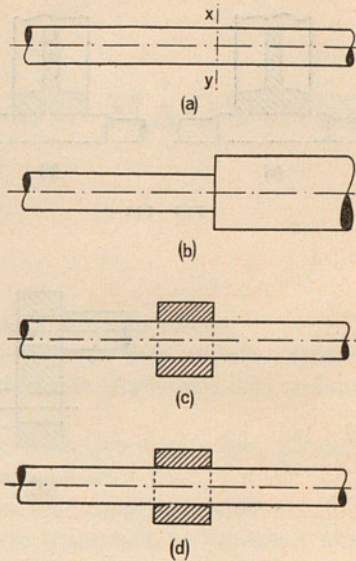


FIG. 108

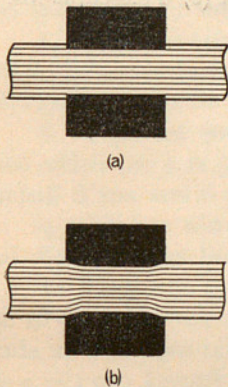


FIG. 109

Però si el forat interior de l'anell era tornejat amb una lleugera conicitat cap a les vores (fig. 108 d), la resistència a la ruptura augmentava llavors fins a 2 240 kg/cm². Això es veu en la fig. 109 a, on l'anell, que té les vores vives, comprimeix sobtadament les fibres fent l'efecte d'un degollament o cisalladura de les fibres de la perifèria, mentre que si li donem la forma de la fig. 109 b, on les vores

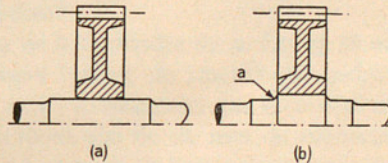
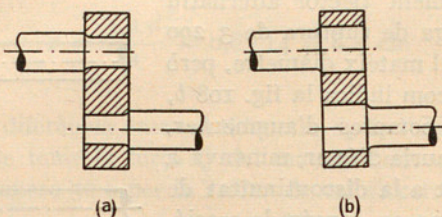
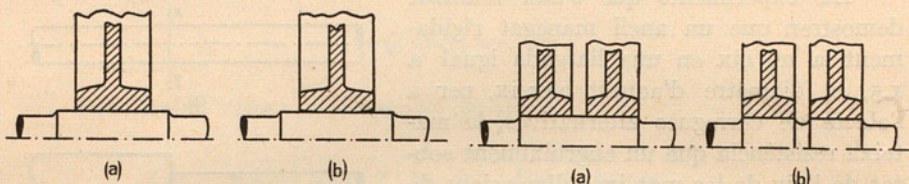


FIG. 110

són arrodonides, les fibres són únicament comprimides gradualment.

Per tal d'evitar que s'hagi de tornejar el botó de la roda en la forma indicada (fig. 110 a) hom obté el mateix resultat fent que el tros d'eix on va manegada la roda tingui un diàmetre un xic superior al de la resta, tenint cura,

però, de tornejjar-lo de manera que el canvi de diàmetre no es faci sobtadament, sinó de forma contínua, tal com és el tros *a* de la fig. 110 *b*.



Atenent al criteri que es dedueix del que acabem d'exposar, s'han establert normes per als manegaments. En les figs. 111, 112 i 113 hi ha diversos manegaments amb la forma incorrecta (*a*) i la correcta (*b*) d'executar-los.

CÀLCUL D'ELEMENTS DE MÀQUINES

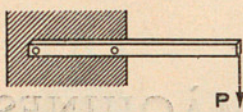
PRIMERA PART

PROBLEMES

1. Expliqueu els avantatges de les reblades fetes en calent.
2. ¿Quina és la condició necessària per tal que una reblada ofereixi iguals característiques de seguretat per als treballs de cisalladura dels reblons i de compressió de les vores dels forats?
3. Establiu una reblada senzilla i una de doble per a unir dues planxes de 10 mm de gruix. Calculeu els mòduls respectius.
4. Indiqueu els avantatges de les unions fetes amb tapajunts.
5. En la unió de dos palastres de 40 cm d'amplada es transmet una força de tracció igual a 36 tones. Calculeu el gruix de les planxes i projecteu els elements per a fer-hi una reblada doble amb dos tapajunts.
6. Calculeu l'esforç de cisalladura que pot suportar el rebló representat per la fig. 17 suposant que té un diàmetre de 22 mm.
7. Volem construir una autoclau que ha de resistir una pressió interior efectiva de 3 atmosferes. El diàmetre interior és de 60 cm i l'alçada és d'1 m. Determineu el gruix de la planxa i la disposició de les reblades.
8. Suposant que en la reblada de la fig. 29 el coeficient màxim de treball admès per a la planxa és de 1 100 kg/cm², determineu el coeficient de treball d'una secció plena d'abans de la reblada.
9. Quines són les principals condicions d'execució d'una reblada per tal d'obtenir una bona hermeticitat?
10. Suposem que la planxa de les reblades de la fig. 43 té una amplada de 18 cm i un gruix d'1 cm. Vegeu l'esforç de tracció que podrà transmetre cada un dels tipus representats, *a*, *b* i *c*, admetent que el coeficient de tracció és $\sigma = 1\ 000$ kg/cm² i que els reblons són de 20 mm de diàmetre.
11. La cartela de la fig. 47 té un gruix de 2 cm; els reblons són de 22 mm de diàmetre i treballen per dues seccions de cisalladura. Calculeu l'esforç unitari màxim per cisalladura dels reblons i la compressió diametral si carreguem la cartela amb una força $P = 6\ 500$ kg.
12. Per què en fer les reblades cal procurar que el cos del rebló empli bé el forat de la planxa?

13. Quan les planxes són primes amb relació al diàmetre dels reblons, amb quina mena d'esforç el junt treballarà millor?

14. Una barra de ferro de 2,70 m de llargada i de $3,5 \times 12$ cm de secció, posada de caire, sosté en un extrem una càrrega $P = 500$ kg. Cal fixar-la per mitjà de dos reblons: un en un extrem i l'altre a 1 m de distància. Calculeu el diàmetre d'aquests reblons tenint en compte els esforços de cisalladura i de compressió diametral.



15. Vegeu per mitjà del gràfic de la fig. 22 quines són les fórmules per al càlcul del diàmetre dels reblons que proporcionen resultats més concordants.

16. El braç d'una premsa de cargol té una llargada de 50 cm; el diàmetre primitiu del cargol és 10 cm i el seu pas és $1/5$ del diàmetre. Calculeu l'esforç que cal aplicar per tal d'obtenir una pressió de 1000 kg, suposant que el coeficient de fregament és 0'1.

17. Calculeu el diàmetre i la llargada d'un cargol d'acer, com el representat en la fig. 65, que serveix per a hissar un element maquina de ferro colat que pesa 5000 kg.

18. Determineu les dimensions d'un cargol de filet quadrat destinat a elevar una càrrega de 10 tones i estudeu les seves condicions de treball.

19. Per què no podem adoptar la inclinació dels filets que proporciona un màxim rendiment?

20. Com cal mesurar el pas en els cargols de doble filet?

21. Determineu el valor màxim que pot assolir l'angle α en la disposició de tascó de la fig. 93 per tal que per efecte de la força Q no es mogui de lloc, suposant que el coeficient de fregament és 0'15.

22. Calculeu les dimensions d'una claveta transversal i del conjunt del manegament de dues tiges que han de suportar una força de tracció de 6 tones. Volem emprar una disposició com la de la fig. 103.

23. Per què convé que la claveta vagi ben ajustada a les mortalles de l'eix i del botó?

24. Volem manegar una politja d'1 m de diàmetre a un eix de 8 cm de diàmetre amb una claveta de mitja canya, d'1 : 100 d'inclinació en les seves cares. La força tangencial en la llanta de la politja val 70 kg. Calculeu la força en la testa necessària per mantenir el manegament de la claveta prenent per coeficient de fregament 0'1.

25. Determineu el gruix que caldrà donar al botó de la politja del problema anterior, suposant que és d'acer fos i que té una llargada de 10 cm.

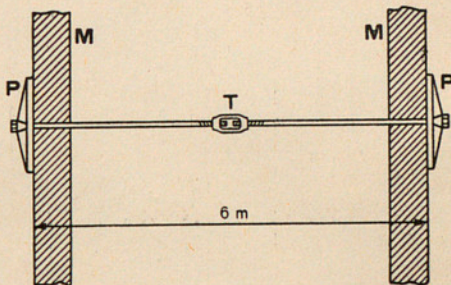
26. Determineu la temperatura a què caldrà escalfar una llanta d'acer de 0,85 m de diàmetre per a calar-la a una roda, adoptant per valor unitari de la diferència de manegaments 0,0015. Calculeu, així mateix, l'esforç de tracció al qual quedarà sotmesa després del refredament.

27. Per què en la construcció d'eixos cal evitar canvis sobtats de secció?

28. Calculeu la força que caldrà realitzar per a introduir l'anell representat en la fig. 106, les dimensions del qual són : $d_1 = 10$ cm; $d_2 = 10,01$ cm; $e = 5$ cm. L'eix i l'anell són d'acer.

29. Establiu la fórmula (1) del número 58 per eliminació de k entre les equacions indicades en el text.

30. Per tal d'estrebar els murs M, M colloquem el tirant de ferro de 6 m de llargada, tal com indica la figura. Escalfat a 180° C en una llargada de 4 m i mantingut a aquesta temperatura hom colla el tensor T fins que les plaques P, P quedin ben adaptades contra els murs. Deixant refredar la barra fins a la temperatura ambient de 10° verifiquem que les plaques han sofert un acostament de 3 mm. Calculeu l'esforç unitari al qual quedarà sotmesa la barra.



77. Per què en la constitució d'una col·lecció cal evitar certes solucions de
 78. C'ha de tenir en compte la força que calia realitzar per a introduir l'ordre i
 79. En la constitució d'una col·lecció cal tenir en compte la força que calia realitzar per a
 80. En la constitució d'una col·lecció cal tenir en compte la força que calia realitzar per a



81. En la constitució d'una col·lecció cal tenir en compte la força que calia realitzar per a
 82. En la constitució d'una col·lecció cal tenir en compte la força que calia realitzar per a
 83. En la constitució d'una col·lecció cal tenir en compte la força que calia realitzar per a
 84. En la constitució d'una col·lecció cal tenir en compte la força que calia realitzar per a
 85. En la constitució d'una col·lecció cal tenir en compte la força que calia realitzar per a

R.290

80

06 (H6.71 Boan) Cat

E·F·T

C
1
461