

我們的宗旨：



感謝您選購全華圖書
希望本書能滿足您求知的慾望

舊版序

吾人發現機械設計工作者在從事設計工作時，花費在文獻查照的時間非常多，這在設計省力化要求的現今，實是不容忽視的問題。

鑑於這種現況，爲了削減收集文獻和作專業判斷所費時間，使設計工作者能有更多時間專心於其本身真正的業務，因此編著了本書。

本書爲了讀者諸君皆能輕易的遂行其設計業務，所以在編輯時特別留意下列諸點：

- ① 對各種元件設計儘可能利用力學解析，避免僅限於利用 JIS 規格。亦可運用已設計完成的元件強度來檢查驗算。
- ② 設計實務者在日常的業務裡，若按各章流程圖所示之順序計算，則能極有效率的增進及從事設計工作。
- ③ 計算上所必要的圖表、係數等均示於各章，因此不需再參照其他文獻或資料亦可進行設計計算。
- ④ 利用各章之間的關連性，可從事相當廣泛的機械設計，同時對電算機程式的寫作亦非常容易。

希望讀者能充分利用本書上述諸特點，使機械元件之設計即迅速且確實。

最後，著者對在編輯本書時提供文獻參考的諸作者致以深深的謝意。又對協助本書原稿整理的武藏工業大學設計管理研究室的平野重雄等諸君，亦致謝忱。

大西 清

1975年3月

增補改訂版序

本書初版問世以來已有數年，在世界性的通貨膨脹與能源供應不安定等諸難題下，我國（日本）機械工業界仍有其獨自的成長，而支持這種成長的正是我國優秀的技術能力。然而可以想像的，今後對於我國的情勢將愈來愈艱困，因此，對新技術的開發更應加倍努力。

技術之開發並非僅委任於研究工作者即可，而設計有關的所有人員實有其義務與責任來共同承擔這種責任。

然而設計工作千頭萬緒，若被其繁瑣而埋沒，則就會失去開發的機會，唯具有餘裕的心境和遠大之眼光方能有突出的創意。

本書編集目的就是希望讀者諸君能藉本書，而有餘裕的時間，來思考設計問題。這次有幸能夠再版，除全書重新校閱外，並增添了最近開發成功的事項，期使本書的利用更臻方便。

若本書對提高設計業務的速度能有所加益，實為編者最大的願望。

大西 清
1981年6月

目 錄

I 設計共同資料

I-1 形狀係數

I-1-1	階梯形圓棒之彎曲形狀係數(1).....	2
I-1-2	階梯形圓棒之彎曲形狀係數(2).....	3
I-1-3	階梯形圓棒之彎曲形狀係數(3).....	4
I-1-4	階梯形圓棒之彎曲形狀係數(4).....	5
I-1-5	有U形環狀槽圓棒之彎曲形狀係數(1).....	6
I-1-6	有U形環狀槽圓棒之彎曲形狀係數(2).....	7
I-1-7	有U形環狀槽圓棒之彎曲形狀係數(3).....	8
I-1-8	有圓孔的圓棒之彎曲形狀係數.....	9
I-1-9	階梯形圓棒之扭曲形狀係數.....	10
I-1-10	有U形環狀槽圓棒之扭曲形狀係數(1).....	11
I-1-11	有U形環狀槽圓棒之扭曲形狀係數(2).....	12
I-1-12	有U形環狀槽圓棒之扭曲形狀係數(3).....	13
I-1-13	有圓孔圓棒之扭曲形狀係數.....	14
I-1-14	有鑿槽圓棒之扭曲形狀係數.....	15
I-1-15	階梯形圓棒之拉張形狀係數.....	16
I-1-16	有U形環狀槽圓棒之拉張形狀係數(1).....	17
I-1-17	有U形環狀槽圓棒之拉張形狀係數(2).....	18
I-1-18	有U形環狀槽圓棒之拉張形狀係數(3).....	19
I-1-19	有V形環狀槽圓棒之拉張形狀係數.....	20
I-1-20	階梯板板面內之彎曲形狀係數.....	21
I-1-21	有圓弧切口之板條，面內之彎曲形狀係數.....	22
I-1-22	有圓弧切口之平板，垂直板面之彎曲形狀係數.....	23
I-1-23	各種斷面的彎樑之彎曲形狀係數.....	24
I-1-24	有細長孔的板條之彎曲形狀係數.....	25
I-1-25	有圓孔的無限長板條之彎曲形狀係數.....	26
I-1-26	有圓孔的板條之彎曲形狀係數.....	27
I-1-27	有橢圓孔的無限寬板條之彎曲形狀係數.....	28
I-1-28	階梯形板條之拉張形狀係數.....	29
I-1-29	有圓弧切口的板條之拉張形狀係數(1).....	30
I-1-30	有圓弧切口的板條之拉張形狀係數(2).....	31
I-1-31	有圓弧切口的板條之拉張形狀係數(3).....	32
I-1-32	有多重半圓弧切口的板條之拉張形狀係數.....	33
I-1-33	有細長孔的板條之拉張形狀係數.....	34

I-2 缺口係數

I-2-1	階梯形圓棒之旋轉彎曲切口係數.....	35
-------	---------------------	----

I-2-2	有V形環狀槽的圓棒之旋轉彎曲切口係數(鐵鋼)	36
I-2-3	有圓孔的圓棒之旋轉彎曲切口係數(碳素鋼及合金鋼)	37
I-2-4	階梯形鋼製圓棒之雙振扭曲切口係數	38
I-2-5	有V形環狀槽的圓棒之雙振扭曲切口係數	39
I-2-6	階梯形圓棒之拉張切口係數(淬火、回火鋼)	40
I-2-7	階梯形圓棒之拉張切口係數(退火、正常化鋼1)	41
I-2-8	階梯形圓棒之拉張切口係數(退火、正常化鋼2)	42
I-2-9	階梯形圓棒之拉張切口係數(鋁合金1)	43
I-2-10	階梯形圓棒之拉張切口係數(鋁合金2)	44
I-2-11	有V形環狀槽圓棒之拉張壓縮切口係數	45
I-2-12	有圓孔圓棒之拉張壓縮切口係數	46

I-3 表面係數

I-3-1	表面粗糙度S與表面係數	47
I-3-2	取決於精加工法之表面係數	48

I-4 尺寸效果係數

I-4-1	平滑圓棒之回轉彎曲尺寸效果係數	49
I-4-2	平滑圓棒之雙振扭曲尺寸效果係數	50
I-4-3	壓入軸之旋轉彎曲尺寸效果係數	51

II 軸

II-1 取決於疲勞強度之軸設計

II-1-1	流程圖	53
II-1-2	軸之分類·軸之形式	54
II-1-3	軸回轉數·軸之材料和其抗拉強度(1)	55
II-1-4	軸之材料和其抗拉強度(2)	56
II-1-5	彎曲之切口係數	57
II-1-6	軸彎矩之尺寸效果係數	58
II-1-7	表面係數	59
II-1-8	抗拉降伏應力及旋轉彎曲疲勞限度之下限·材料疲勞限度之安全係數·施加於軸的反覆彎矩之等值靜彎矩	60
II-1-9	軸之扭矩切口係數·軸之扭矩尺寸效果係數·剪斷降伏應力及雙振扭曲疲勞限度之下限·施加於軸上的反覆扭矩之等值靜扭矩	61
II-1-10	軸承受軸向負荷時之切口係數·抗拉降伏應力及雙振抗拉壓縮疲勞限度之下限·施加於軸上的反覆軸向負荷之等值靜軸向負荷	62
II-1-11	末端支持係數·縱彈性係數·撓屈係數	63
II-1-12	安全係數·軸徑·彎曲固有振動數	64
II-1-13	扭曲固有振動數·危險回轉數(1)	65
II-1-14	危險回轉數(2)	66
II-1-15	危險回轉數(3)	67

II-2	取決於剛性之軸設計	
II-2-1	流程圖	68
II-2-2	要求彎曲剛性之軸(1)	69
II-2-3	要求彎曲剛性之軸(2)	70
II-2-4	要求彎曲剛性之軸(3)	71
II-2-5	要求彎曲剛性之軸(4)	72
II-2-6	要求彎曲剛性之軸(5)	73
II-2-7	要求彎曲剛性之軸(6)	74
II-2-8	要求扭曲剛性之軸	75
II-3	軸之JIS規格	
II-3-1	軸之直徑	76
II-3-2	圓筒軸端	77
II-3-3	$\frac{1}{4}$ 圓錐軸端(1)	78
II-3-4	$\frac{1}{8}$ 圓錐軸端(2)	79
II-4	實例	
II-4-1	實例(電動絞車之設計)	80
II-4-2	實例(輸入軸之計算)	81
II-4-3	實例(輸入軸之計算)	82
II-4-4	實例(輸入軸之計算)	83
II-4-5	實例(輸入軸之計算)	84
II-4-6	實例(輸入軸之計算)	85
III	螺紋	
III-1	鎖緊用螺紋	
III-1-1	流程圖(1)	87
III-1-2	流程圖(2)	88
III-1-3	中間片內壓・中間片內徑・螺栓的支數・螺栓上之作用力・使用材料	89
III-1-4	使用材料	90
III-1-5	使用材料之抗拉強度・螺栓降伏點下限	91
III-1-6	螺栓之雙振抗拉壓縮疲勞強度下限・螺栓螺紋之種類	92
III-1-7	螺栓之螺紋部形狀・螺牙角度・切口係數・形狀係數・尺寸效果係數	93
III-1-8	表面係數・疲勞限度之安全係數	94
III-1-9	使用應力之安全係數・板材料・板材料之抗拉強度下限・板之降伏點下限・板之雙振拉張壓縮疲勞強度下限・板厚・初期鎖緊部厚度・螺栓之孔徑・板之彈簧常數/螺栓之彈簧常數	95
III-1-10	螺栓最大張力係數(1)	96
III-1-11	螺栓最大張力係數(2)・力矩係數(1)	97
III-1-12	力矩係數(2)・作用力之區別・靜負荷時螺栓之降伏力	98
III-1-13	動負荷時螺栓之降伏力・加於螺栓之初期鎖緊力	99

III-1-14	加於螺栓之平均拉張負荷·加於螺栓之反覆負荷·加於螺栓之等值靜拉張負荷·螺栓之螺紋根徑·螺栓螺紋根徑之規格值·螺栓螺紋外徑·螺栓有效長度·螺栓長度·螺栓螺紋部長度·····	100
III-1-15	螺栓螺紋之有效徑·螺栓頭下側之外徑·螺栓頭下側之長度·螺栓外徑·螺栓之中間部長 螺栓有效螺紋之長度·螺栓之彈簧常數·螺栓頭之對面寬·板之壓縮力等值圓筒外徑··	101
III-1-16	板之彈簧常數·施加於板上的反覆負荷·施加於板上的反覆負荷·施加於板上的等值靜壓縮負荷·板之等值圓筒外徑·欲得初期鎖緊力時所需之螺栓之鎖緊力矩·····	102
III-1-17	螺栓·螺紋之導角·鬆動螺栓所需之力矩·····	103
III-1-18	螺牙效率·容許界限之尺寸公差·特殊加工之有無·其他螺牙零件使用之有無·墊片之有無·使用墊片時承受之拉張力·····	104
III-1-19	表面處理之有無·頭部之種類·····	105
III-1-20	螺牙端之種類·螺栓頭部強度·····	106
III-1-21	界限長度·螺栓頭圓形頭部之干涉·····	107
III-2 傳送用螺紋		
III-2-1	流程圖·····	108
III-2-2	螺紋種類·軸方向負荷·螺紋之導程·螺紋之導角·螺紋回轉時必要之力矩·····	109
III-2-3	螺紋效率·使用材料·使用材料之抗拉強度·使用應力之安全係數·螺栓根徑·傳送用螺紋根徑之規格值·傳送用螺紋之外徑·····	110
III-3 滾珠螺桿		
III-3-1	螺桿選擇滾珠之系統流程圖·····	111
III-3-2	軸方向負荷·回轉數·使用時間·軸方向平均負荷·平均回轉數·壽命時間·····	112
III-3-3	基本動定格負荷·滾珠螺桿之選擇·····	113
III-3-4	容許軸方向負荷·容許回轉速度·····	114
III-3-5	滾珠螺桿徑·傳送精度之檢討·····	115
III-3-6	傳送精度之檢討·····	116
III-4 實例		
III-4-1	實例(NC 小型銑床之滾珠螺桿)·····	117
III-4-2	實例(NC 小型銑床之滾珠螺桿)·····	118
III-4-3	實例(NC 小型銑床之滾珠螺桿)·····	119
IV 齒輪		
IV-1 正齒輪之各種尺寸及性能		
IV-1-1	流程圖·····	121
IV-1-2	齒數·模數·刀具壓力角·····	122
IV-1-3	速度比·轉位係數·法線方向之齒隙·齒頂間隙·節圓直徑·基圓直徑·節圓之周節·法線周節·····	123
IV-1-4	嚙合壓力角·軸間距離增加係數·····	124
IV-1-5	軸間距離·齒頂圓直徑·全齒高·齒根圓直徑·齒頂高·嚙合率·····	125
IV-1-6	摩擦係數·齒面嚙合效率·····	126

IV-2 斜齒輪之各種尺寸及性能

IV-2-1	流程圖	127
IV-2-2	齒數·模數·螺旋角·刀具壓力角·端面壓力角·基圓筒螺旋角·端面模數·法線方向齒隙·齒頂間隙·速度比·基準節圓直徑·基圓直徑	128
IV-2-3	端面節距·齒直角節距·端面法線節距·齒直角法線節距·齒寬·齒向之齒寬·等值正齒輪齒數·轉位係數·嚙合壓力角·軸間距離增加係數·軸間距離	129
IV-2-4	齒頂圓直徑·全齒高·螺紋導程·齒根圓直徑·齒頂高·嚙合率·摩擦係數·齒面嚙合效率	130

IV-3 傘形齒輪之各種尺寸及性能

IV-3-1	流程圖	131
IV-3-2	齒數·速度比·軸交角·刀具壓力角·模數·節圓直徑·節圓錐·圓錐距離·圓節距·有效齒高·全齒高·齒頂間隙	132
IV-3-3	齒頂高·齒根高·齒根角·齒頂圓錐角·齒根圓錐角·齒頂圓直徑·由圓錐頂點至齒頂間距離	133
IV-3-4	圓弧齒厚·齒隙·弦齒厚	134
IV-3-5	測量齒高·等值正齒輪齒數·齒寬·齒頂間之軸方向距離·嚙合壓力角·嚙合率	135
IV-3-6	摩擦係數·齒面嚙合效率	136

IV-4 螺旋齒輪之各種尺寸及性能

IV-4-1	螺旋齒輪	137
--------	------	-----

IV-5 齒種之強度設計

IV-5-1	流程圖	138
IV-5-2	齒數·模數·齒寬·齒形係數·節圓直徑·回轉數·節圓周速度·傳達動力	139
IV-5-3	靜的節圓周力·法線齒距誤差×彈性常數·齒變形力·動的節圓周力·嚙合壓力角·嚙合率·衝擊係數	140
IV-5-4	齒之彎曲應力·安全率·齒之容許彎曲強度·齒輪材料	141
IV-5-5	齒輪材料·齒輪材料係數	142
IV-5-6	容許接觸應力·齒寬·刀具壓力角·齒面壓強度·硬度	143

IV-6 蝸輪之各種尺寸及性能

IV-6-1	流程圖	144
IV-6-2	蝸桿口數·模數·刀具壓力角·蝸桿節圓周上之進角(假定)·蝸桿軸方向之斷面齒距·節圓直徑·蝸桿之進角·節圓周上齒向之螺旋角·軸直角之基準壓力角	145
IV-6-3	軸方向基準壓力角·軸直角斷面模數·軸方向斷面模數·軸直角方向之齒距·軸方向齒距齒齒直角斷面齒距·軸直角法線齒距·軸方向法線齒距·齒直角法線齒距·齒隙	146
IV-6-4	齒頂高·齒根高·有效齒高·蝸輪之等值正齒輪齒數·齒頂圓直徑·蝸桿螺紋部位長度·蝸輪齒寬·蝸輪齒根之圓弧長度·有效齒寬·齒頂間隙·軸間距離	147
IV-6-5	摩擦係數·齒面嚙合效率	148

IV-7 蝸輪之強度設計

IV-7-1	流程圖	149
IV-7-2	節圓周速度·蝸桿之進角·滑動速度·齒面嚙合效率·傳達馬力·靜的節圓周力·蝸輪上動的節圓周力·齒形係數·有效齒寬·齒直角方向之斷面齒距	150
IV-7-3	蝸輪齒之彎曲應力·節圓直徑·蝸輪之耐摩耗係數·齒輪材料	151
IV-8 實 例		
IV-8-1	實例(減速機構用之正齒輪)	152
IV-8-2	實例(減速機構用之正齒輪)	153
IV-8-3	實例(減速機構用之正齒輪)	154
IV-8-4	實例(減速機構用之正齒輪)	155
IV-8-5	實例(減速機構用之正齒輪)	156
IV-8-6	實例(正齒輪之強度設計)	157
IV-8-7	實例(正齒輪之強度設計)	158
IV-8-8	實例(正齒輪之強度設計)	159
IV-8-9	實例(正齒輪之強度設計)	160
IV-8-10	實例(正齒輪之強度設計)	161
V 彈 簧		
V-1 壓縮·拉張用螺旋彈簧		
V-1-1	流程圖	163
V-1-2	彈簧之撓度·軸方向負荷·螺旋之平均直徑·彈簧常數·彈簧指數之範圍·線徑之假定·應力修正係數	164
V-1-3	最大應力·規格值	165
V-1-4	彈簧材料·彈簧指數·有效圈數之限制·自由圈數·總圈數	166
V-1-5	壓縮彈簧之密著高度·末端係數·固有振動數·螺距·初期抗拉應力	167
V-1-6	初拉力	168
V-2 扭轉螺旋彈簧		
V-2-1	流程圖	169
V-2-2	彈簧形狀·材料	170
V-2-3	彈簧之有效部展開長·彈簧之扭曲角	171
V-2-4	彈簧之扭曲角·彈簧常數	172
V-2-5	彎曲應力·導引桿直徑·末端·最大抗拉應力	173
V-3 扭轉桿		
V-3-1	流程圖	174
V-3-2	彈簧形式(端部形狀)·加於臂端垂直方向之外力·加於臂端的垂直方向之彈簧常數·臂端垂直方向撓度·水平面至臂端部的位置·臂端發生最大撓度時水平面至臂端之距離·臂長·臂端發生最大撓度時臂中心線與水平線間之角度	175
V-3-3	有負荷時臂之位置·靜撓度時臂之位置·無負荷時臂中心線與水平線間角度	176
V-3-4	臂位置之變化量·桿之扭曲彈簧常數	177
V-3-5	最大扭轉角·扭轉桿之最大扭矩·扭轉桿材料·扭轉桿之橫彈性係數·扭轉桿之最大應力	

· 扭轉桿之軸徑· 扭轉桿之長度· 等值長度·····	178
-----------------------------	-----

V-4 薄板彈簧

V-4-1 流程圖·····	179
V-4-2 彈簧形式及形狀· 彈簧材料· 各種撓度係數1)·····	180
V-4-3 各種撓度係數2)· 撓度1)·····	181
V-4-4 撓度2)·····	182
V-4-5 最大應力·····	183
V-4-6 大撓度係數·····	184

V-5 實例

V-5-1 實例(頂壓離合器蓋之螺旋彈簧)·····	185
----------------------------	-----

VI 軸 承

VI-1 滑動軸承

VI-1-1 流程圖·····	187
VI-1-2 滑動軸承之設計資料·····	188
VI-1-3 軸承負荷· 軸之回轉數· 軸承材料與容許壓力· 寬徑比·····	189
VI-1-4 潤滑油之粘度· 軸徑· 間隙比· 軸承長度· 有限幅之修正係數· 等值軸承壓力·····	190
VI-1-5 偏心率· 傾斜角· 最小油膜厚度·····	191

VI-2 滾動軸承

VI-2-1 流程圖·····	192
VI-2-2 壽命時間· 荷重係數· 理論的計算荷重·····	193
VI-2-3 徑向荷重· 軸向荷重· 軸承種類1)·····	194
VI-2-4 軸承種類2)·····	195
VI-2-5 回轉數·····	196
VI-2-6 速度係數· 壽命係數· 靜等值荷重·····	197
VI-2-7 靜荷重比· 基本靜定格荷重· 動等值荷重1)·····	198
VI-2-8 動等值荷重2)·····	199
VI-2-9 動等值荷重3)·····	200
VI-2-10 基本動定格荷重· 軸徑· 標稱編號·····	201
VI-2-11 配合1)·····	202
VI-2-12 配合2)·····	203
VI-2-13 潤滑·····	204

VI-3 實例

VI-3-1 實例(電動絞車用軸承)·····	205
VI-3-2 實例(電動絞車用軸承)·····	206

VII 聯軸器

VI-1	凸緣形固定聯軸器	
VI-1-1	流程圖	208
VI-1-2	接頭本體之材料及其強度·作用於接頭本體之凸緣根扭曲距·軸徑·凸緣根部厚度·接頭螺絲之材料及其強度	209
VI-1-3	接頭螺絲之平均拉張荷重·接頭螺絲之反覆拉張壓縮荷重·作用於接頭螺絲之等值靜抗拉壓縮荷重·接頭螺絲直徑	210
VI-2	凸緣形攪曲聯軸器	
VI-2-1	流程圖	211
VI-2-2	聯軸器形式·軸傳達力矩·軸徑	212
VI-2-3	接頭螺絲支數·接頭螺絲之配置圓直徑·套筒內徑·套筒長度·作用於一支螺絲上之剪斷力·套筒承受之壓力	213
VI-3	萬向接頭	
VI-3-1	流程圖	214
VI-3-2	原動軸與從動軸之軸角	215
VI-3-3	軸傳達力矩·軸材料·作用於從動軸上之平均力矩·作用於從動軸上之變動力矩·作用於從動軸上之等值靜力矩·銷之材料	216
VI-3-4	求銷直徑之計算式(構成要素8~11)	217
VI-3-5	軛之材料·軛之厚度·作用於從動軸之等值靜彎曲力矩·從動軸之軸徑	218
VI-4	齒輪形聯軸器	
VI-4-1	齒輪形聯軸器	219
VI-5	橡膠聯軸器	
VI-5-1	橡膠聯軸器	220
VI-6	鏈條聯軸器	
VI-6-1	鏈條聯軸器	221
VI-6-2	鏈條聯軸器之傳達力矩·軸應力·容許回轉速度·馬達直結場合之聯軸器選定表	222
VII	鍵·銷·栓	
VII-1	埋頭鍵	
VII-1-1	流程圖	224
VII-1-2	埋頭鍵之形式·埋頭鍵之材料與抗拉強度	225
VII-1-3	鍵之容許反覆應力·軸傳達力矩·軸外徑·鍵寬·高·鍵長·鍵長之規格值	226
VII-2	半圓鍵	
VII-2-1	流程圖	227
VII-2-2	半圓鍵之形式·鍵之材料及其抗拉強度·鍵之容許反覆應力·軸傳達力矩·軸外徑·半圓鍵之剪斷面積·施加於鍵上之剪斷應力·壓縮應力	228

VII-3	滑 鍵	
VII-3-1	流程圖	229
VII-3-2	滑鍵之形式·滑鍵之容許面壓·軸傳達力矩·軸外徑·鍵寬及高·滑鍵長·鍵長之規格值	230
VII-4	角形栓槽軸	
VII-4-1	流程圖·角形栓槽軸之標稱直徑·角形栓槽軸之形式·槽數·大徑·齒寬·容許側壓·表示殼與軸接觸情況之係數·角形栓槽軸之嵌合長	231
VII-5	漸開線栓槽軸	
VII-5-1	流程圖·軸之小徑·齒數·軸之大徑·容許側壓·表示殼與軸接觸情況之係數·漸開線栓槽軸之嵌合長	232
VII-6	漸開線鋸齒軸	
VII-6-1	流程圖·軸之小徑·漸開線鋸齒軸之各部尺寸·容許側壓·表示殼與軸接觸情況之係數·漸開線鋸齒軸之嵌合長	233
VII-7	銷	
VII-7-1	流程圖	234
VII-7-2	銷之形式·連結銷之材料及其強度	235
VII-7-3	施加於連結銷上之軸向反覆負荷之等值靜軸向負荷·肘接頭之寬及厚·使用應力之安全係數·連結銷之直徑	236
VII-8	栓	
VII-8-1	流程圖	237
VII-8-2	栓之形式	238
VII-8-3	外力·桿之彈簧常數與套筒彈簧常數之比·施加於桿上之軸向反覆荷重·施加於套筒之軸向反覆荷重·施加於桿及套筒上之軸向平均荷重·施加於桿上之等值靜軸向荷重	239
VII-8-4	施加於套筒上的等值靜軸向荷重·使用應力之安全係數·軸之直徑·桿之直徑·栓之厚度·套筒直徑·栓之寬·桿之彈簧常數·套筒之端部寬	240
VII-9	實 例	
VII-9-1	實例(電動絞車輸入軸之埋頭鍵)	241
VII-9-2	實例(電動絞車輸入軸之角形栓槽軸)	242
VII-9-3	實例(角形栓槽軸之詳細尺寸(1))	243
VII-9-4	實例(角形栓槽軸之詳細尺寸(2))	244
IX	皮帶輪·鏈輪及磨擦輪傳動裝置	
IX-1	平皮帶輪	
IX-1-1	流程圖	246
IX-1-2	原動軸與從動軸之回轉速比·原動輪之回轉數·原動軸之輸入馬力	247
IX-1-3	軸間距離·原動輪徑·從動輪徑·中間節之速度·中間節之材質等之選擇	248

IX-1-4	皮帶之有效張力·皮帶之接觸角·皮帶與皮帶輪間之摩擦係數·皮帶拉張側之張力·鬆弛側之張力·····	249
IX-1-5	諸係數·皮帶之斷面積·····	250
IX-1-6	皮帶輪緣之寬度·皮帶輪緣中央之高度·皮帶長·輪殼長·臂數·皮帶輪緣端之厚度·輪殼外徑·輪殼間隙·皮帶輪臂之根部寬·皮帶輪臂先端寬·····	251
IX-2 V皮帶輪		
IX-2-1	流程圖·····	252
IX-2-2	原動輪徑·節圓直徑·原動輪之回轉數·皮帶速度·輸入馬力·····	253
IX-2-3	速比·從動輪徑·節圓直徑·軸間距離·皮帶長·皮帶接觸角·皮帶之有效張力·皮帶與皮帶輪間外觀之摩擦係數·中間節材質等之選擇·皮帶拉張側之張力·鬆弛側之張力·····	254
IX-2-4	諸係數·一條皮帶所能傳達之馬力·皮帶條數·皮帶輪之各部尺寸·臂之尺寸·····	255
IX-3 鏈條傳動		
IX-3-1	流程圖·····	256
IX-3-2	輸入馬力·原動輪之回轉數·速比·軸間距離·使用係數·節距·····	257
IX-3-3	原動輪齒數·鏈輪之基準尺寸·····	258
IX-3-4	皮帶速度·作用荷重·注油之要領·從動輪齒數·鏈環數·鏈條之列數·多列係數·····	259
IX-4 有齒皮帶之傳動		
IX-4-1	流程圖·····	260
IX-4-2	傳動動力·過負荷係數·使用惰輪之校正係數·增速時之校正係數·····	261
IX-4-3	設計動力·小皮帶輪之回轉數·皮帶種類之選擇·小皮帶輪之齒數·····	262
IX-4-4	皮帶寬之標稱和實際寬·有齒皮帶之形式·寬及長·有齒皮帶用之皮帶輪·····	264
IX-4-5	標準皮帶輪·皮帶輪各部之尺寸·····	264
IX-4-6	大皮帶輪之回轉數·大皮帶輪之齒數·小皮帶輪之節徑·大皮帶輪之節徑·軸間距離之假定·皮帶長·軸間距離·容許張力·····	265
IX-4-7	離心張力·皮帶之基準傳動動力·每單位寬皮帶之傳動動力·嚙合校正係數·····	266
IX-4-8	皮帶寬係數·軸間距離調整範圍·····	267
IX-4-9	初張力之施加法·····	268
IX-5 圓筒·有槽之摩擦輪		
IX-5-1	流程圖·····	269
IX-5-2	原動輪回轉數·速比·軸間距離·輸入馬力·從動輪回轉數·摩擦輪之直徑·摩擦輪之周速度·····	270
IX-5-3	摩擦係數·容許面壓力·作用力·摩擦輪之寬·槽溝輪之槽溝角·槽溝深·槽溝數·····	271
IX-6 圓錐形摩擦輪		
IX-6-1	流程圖·····	272
IX-6-2	輸入馬力·原動輪之回轉數·速比·軸角·從動輪回轉數·圓錐之半頂角·圓錐形摩擦輪之最大直徑之假定·····	273
IX-6-3	摩擦輪之寬·原·從動圓錐輪之平均直徑·摩擦係數·接觸面之周速度·作用力·各軸之推力·每接觸單位長之容許面壓力·····	274

IX-7	實例	
IX-7-1	實例(有齒皮帶).....	275
IX-7-2	實例(有齒皮帶).....	276
X	離合器・剎車	
X-1	爪形嚙合離合器	
X-1-1	流程圖.....	278
X-1-2	傳達馬力・回轉數・軸徑・諸尺寸之決定・爪高之假定・爪根部之斷面積・爪接觸斷面積・嚙合面壓力・爪材之剪斷應力・材質之檢討.....	279
X-2	圓錐形離合器	
X-2-1	流程圖.....	280
X-2-2	傳達馬力・回轉數・平均半徑之假定・摩擦面之傾斜角・回轉力矩・摩擦係數・摩擦面之容許面壓力・外觀之摩擦係數・作用於摩擦面上之垂直力・軸作用力・摩擦面寬・最大直徑・最小直徑.....	281
X-3	塊狀剎車	
X-3-1	流程圖.....	282
X-3-2	傳達馬力・回轉數・回轉力矩・胴徑之假定・摩擦係數・剎車塊材之容許面壓力.....	283
X-3-3	剎車胴之作用力・剎車桿尺寸之假定・剎車桿力.....	284
X-3-4	剎車塊面積・剎車桿之形狀.....	285
X-3-5	剎車塊之接觸角・剎車塊寬・剎車塊長・胴之周速・剎車容量.....	286
X-4	帶狀剎車	
X-4-1	流程圖.....	287
X-4-2	帶狀剎車之各種形狀.....	288
X-4-3	回轉數・傳達馬力・回轉力矩・胴徑之假定・胴之周速・摩擦係數・容許面壓力・剎車桿尺寸之假定.....	289
X-4-4	接觸角・剎車容量・拉張側之張力・鬆弛側之張力・剎車桿力・帶寬・帶厚・剎車桿形狀.....	290
X-5	爪輪	
X-5-1	流程圖.....	291
X-5-2	回轉數・傳達馬力・回轉力矩・材料之假定・齒數・圓周節距・模數.....	292
X-5-3	爪輪直徑・作用於爪上之力・爪輪之齒高・爪輪之齒寬・爪輪齒根部之厚・爪輪齒頂之厚度・壓縮應力・彎曲應力・剪斷應力・支架至爪中心之距離・爪軸直徑.....	293
X-6	實例	
X-6-1	實例(使用機械式剎車機構之爪輪設計).....	294
XI	鉚接接頭・熔接接頭	

XI-1 鉚接接頭

XI-1-1	流程圖	296
XI-1-2	鉚釘之分類	297
XI-1-3	最大內徑及最高使用內壓、鉚接頭之選擇	298
XI-1-4	鍋爐材及鉚釘材料之容許應力、效率之假定	299
XI-1-5	鍋爐板厚、搭板厚	300
XI-1-6	鉚釘長、鉚釘徑(1)	301
XI-1-7	鉚釘徑(2)	302
XI-1-8	板緣寬、節距(1)	303
XI-1-9	節距(2)	304
XI-1-10	鉚釘列間之距離	305
XI-1-11	效率	306

XI-2 熔接接頭

XI-2-1	流程圖	307
XI-2-2	材料之選擇	308
XI-2-3	熔接棒之選擇、荷重與其施加法、板厚	309
XI-2-4	接頭形式、熔接部尺寸之假定(1)	310
XI-2-5	熔接頭尺寸之假定(2)	311
XI-2-6	安全係數、抗拉應力或壓縮應力、剪斷應力(1)	312
XI-2-7	抗拉應力或壓縮應力、剪斷應力(2)	313
XI-2-8	抗拉應力或壓縮應力、剪斷應力(3)	314
XI-2-9	抗拉應力或壓縮應力、剪斷應力(4)	315
XI-2-10	抗拉應力或壓縮應力、剪斷應力(5)	316

XI-3 實例

XI-3-1	實例(鉚接接頭之設計)	317
XI-3-2	實例(熔接接頭之設計)	318

XII 管、管接頭、閥

XII-1 一般用管

XII-1-1	流程圖	320
XII-1-2	流體之種類、材料之種類、流體之溫度、流體之壓力(內壓)、外壓力、流量	321
XII-1-3	平均流速	322
XII-1-4	管長、流體之密度、流體之粘度、雷諾數、內徑、最高使用壓力、圓筒之強度	323
XII-1-5	材料之縱彈性係數、材料之蒲松氏比、破壞壓力、接縫效率、腐蝕常數	324
XII-1-6	材料之容許應力	325
XII-1-7	管之厚度	326
XII-1-8	摩擦係數	327
XII-1-9	壓降	328

XII-2 一般用管接頭

XII-2-1	流程圖	329
XII-2-2	管之內壁・材料之容許彎曲應力・流量・平均流速・管之內徑・斷面係數	330
XII-2-3	襯墊之平均直徑・接縫效率・腐蝕常數・管之厚度・管之厚度+殼之厚度・凸緣根部直徑 全作用荷重・彎曲力矩・凸緣根部至螺栓中心之距離・緣厚・螺栓中心之直徑	331

XII-3 整體形管接頭

XII-3-1	流程圖	332
XII-3-2	依液體壓而定的管軸方向之力・管之內徑・依液體壓而定之外徑・內徑之圓輪狀面積上所 生之力・襯墊之寬・襯墊之內徑・凹進襯墊內部之直徑・使用狀態下螺栓之荷重・襯墊壓 縮力作用的圓直徑・襯墊係數	333
XII-3-3	襯墊之有效寬・襯墊之壓縮力・襯墊之最小有效鎖緊力・常溫大氣壓狀態下螺栓之荷重・ 螺栓材料・使用溫度下螺栓材料之容許應力・使用狀態下之螺栓螺牙部所要之有效斷面積	334
XII-3-4	螺栓材料常溫下之容許應力・常溫大氣壓狀態下螺栓螺牙部所要之有效斷面積・螺栓之有 效斷面積・螺栓有效斷面積之規格值・螺栓螺牙部之有效直徑・襯墊所受荷重・螺栓荷重・ 螺栓中心圓之直徑・各管厚中心連結成的圓之直徑	335
XII-3-5	螺栓中心至 P_1 之距離・螺栓中心至 P_2 之距離・螺栓中心至 P_3 之距離・作用於凸緣之力矩 ・殼根部之厚度・ S 與 S_1 之平均厚度・凸緣厚	336
XII-3-6	凸緣之外徑・將 S_2 當為管厚時之平均直徑・殼根部之彎曲應力・凸緣之切線方向應力・ 殼根部的軸向彎曲應力・凸緣之材料・凸緣材料之容許應力	337

XII-4 閥

XII-4-1	流程圖	338
XII-4-2	使用壓力・閥箱之最大內徑・材料・材料之容許應力・閥箱之壁厚・腐蝕常數・閥直徑・ 作用於流體閥上之力・閥座之接觸寬・閥座面之鎖緊力・閥之鎖緊力	339
XII-4-3	容許接觸面壓力・材料之抗拉應力・閥桿螺紋之根徑墊片寬・墊片圈數・閥桿直徑・墊片 箱內徑・墊片箱深度・閥箱厚度之規格值	340

XII-5 實 例

XII-5-1	實例(鋼板之厚度・鋼管管徑之求法)	341
---------	-------------------	-----

X III JIS計量單位換算表

X III-1 國際單位制(SI)及其使用方法(JIS Z 8203-1974)

SI Units and Recommendations for the Use of their Multiples and of certain other Units

X III-1-1	適用範圍・用語與定義(1)	343
X III-1-2	用語與定義(2)	344
X III-1-3	用語與定義(3)	345
X III-1-4	SI單位的10的整數倍乘積(1)	346
X III-1-5	SI單位的10的整數倍乘積(2)・SI單位及其10的整數倍乘積之使用法(1)	347
X III-1-6	SI單位及其10的整數倍乘積之使用法(2)	348
X III-1-7	非SI單位之處理(1)	349

X III-1-8	非SI單位之處理(2).....	350
X III-2 說明書·SI單位可供用之單位、及其10的整數倍乘積		
X III-2-1	國際單位制(SI)及其使用方法之附錄.....	351
X III-2-2	空間及時間.....	352
X III-2-3	周期現象及關連現象.....	353
X III-2-4	力學1).....	354
X III-2-5	力學2)·其他.....	355
X III-3 非SI之各種單位與SI單位之換算率表(參考JIS Z8202-1974)「量記號及單位記號」		
X III-3-1	SI單位換算率表1).....	356
X III-3-2	SI單位換算率表2).....	357
X III-3-3	SI單位換算率表3).....	358
X III-3-4	SI單位換算率表4).....	359
X III-4 換算表		
X III-4-1	重量公斤(kgf)——牛頓(N)換算表.....	360
X III-4-2	牛頓(N)——重量公斤(kgf)換算表.....	361
X III-4-3	每平方公分重量公斤(kgf/cm ²)——百萬巴斯噶(MPa)換算表.....	362
X III-4-4	百萬巴斯噶(MPa)——每平方公分重量公斤(kgf/cm ²)換算表.....	363
X III-4-5	每平方公厘重量公斤(kgf/mm ²)——百萬巴斯噶(MPa)換算表.....	364
X III-4-6	百萬巴斯噶(MPa)——每平方公厘重量公斤(kgf/mm ²)換算表.....	365
X III-4-7	仟瓦(KW)——法馬力(PS)換算表.....	366
X III-4-8	法馬力(PS)——仟瓦(KW)換算表.....	367
X IV 數學公式		
X IV-1-1	恒等式·代數方程式·二項定理·指數法則·冪乘根.....	369
X IV-1-2	對數·數列之和·三角函數之定義·三角函數之相互關係·負的三角函數.....	370
X IV-1-3	餘角與補角之三角函數·和與差之三角函數·二倍角之三角函數·三倍角之三角函數·半角之三角函數·三角函數之和與差·三角形之性質.....	371
X IV-1-4	座標·直線之方程式·圓之方程式.....	372
X IV-1-5	橢圓·雙曲線·拋物線·擺線.....	373
X IV-1-6	微分一般公式·基礎微分公式.....	374
X IV-1-7	函數之展開·不定積分一般公式·不定積分基礎積分公式·定積分一般公式·定積分基礎積分公式.....	375

I

設計共同資料

I-1 形狀係數

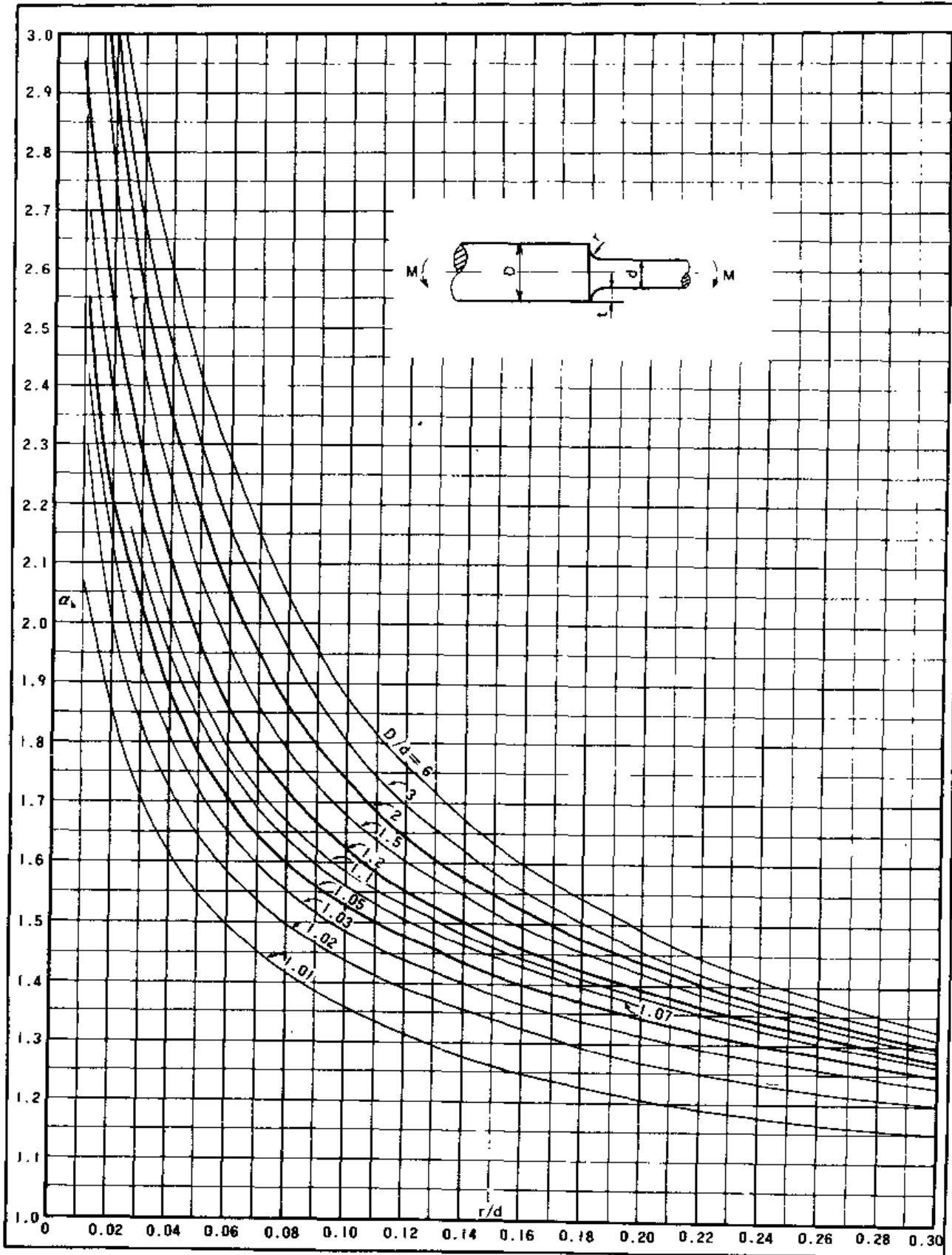
I-2 切口係數

I-3 表面係數

I-4 尺寸效果係數

I-1-1

階梯形圓棒之彎曲形狀係數 $\alpha_b(1)$

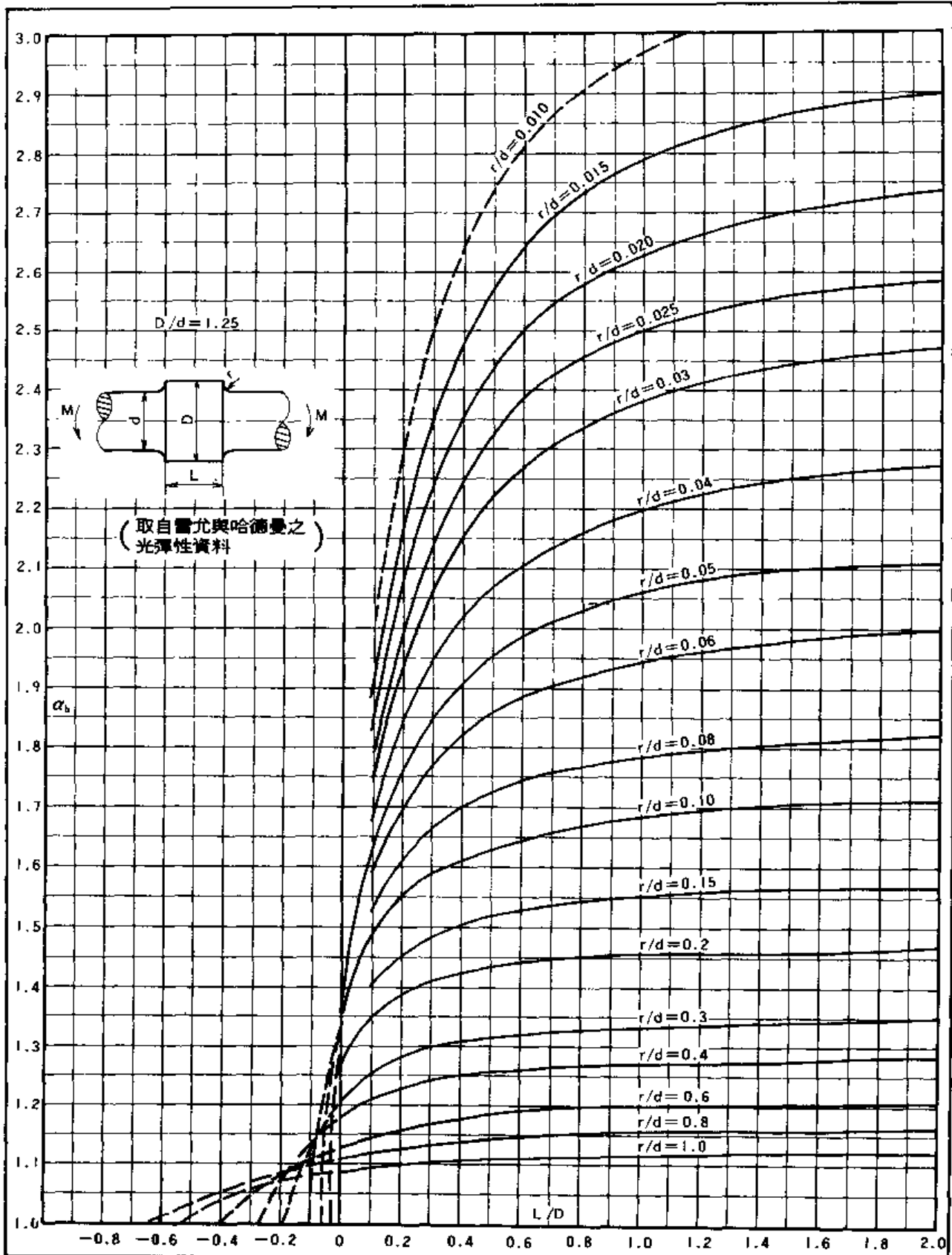


解 說

上圖所示乃附有缺口半徑 r 之階梯形圓棒，彎曲時的形狀係數 α_b 。形狀係數 α 乃切口部之最大應力除以公稱應力所得之值。

I-1-2

階梯形圓棒之彎曲形狀係數 $\alpha_b(2)$

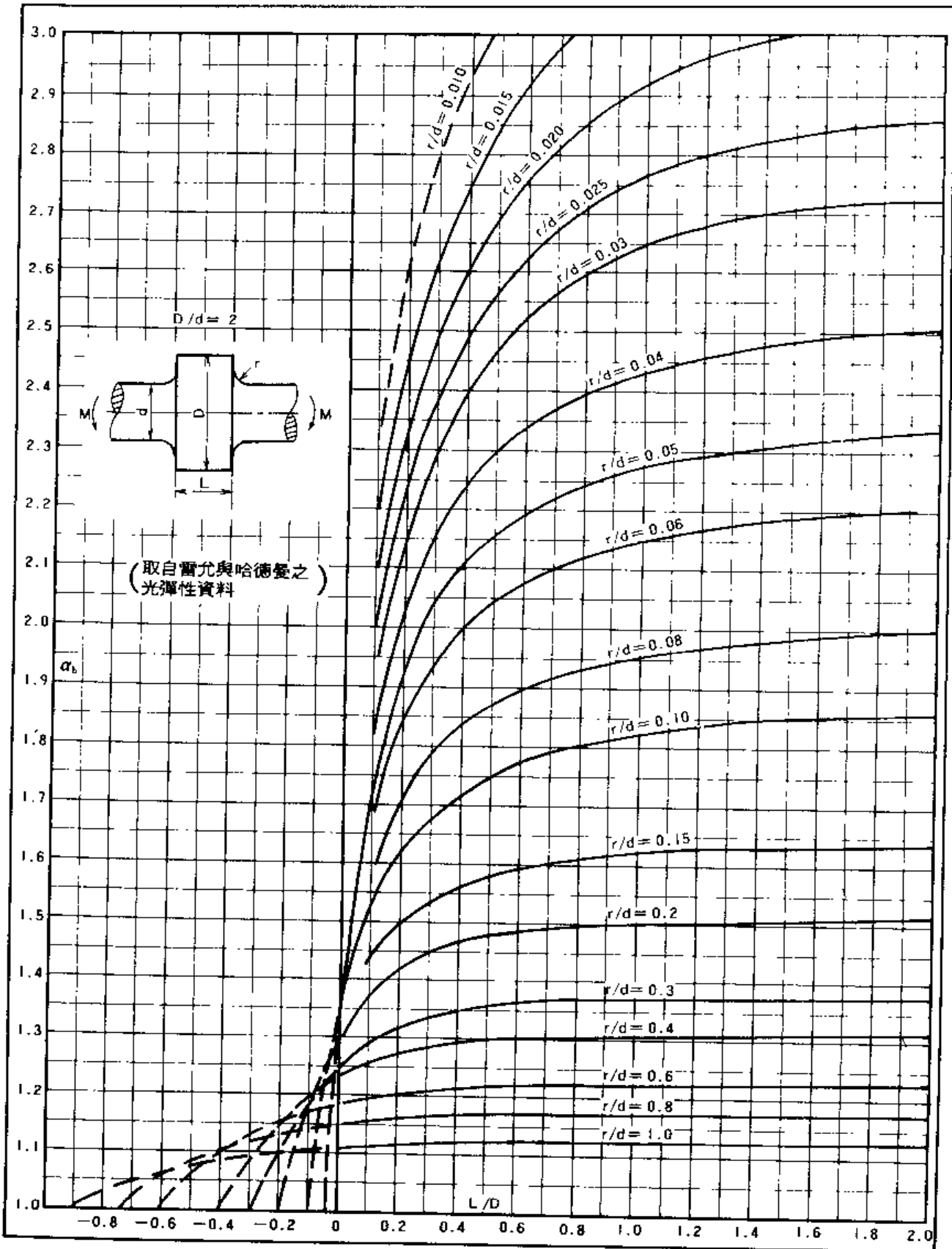


解 說

上圖所示乃 $D/d=1.25$ 時之階梯形圓棒，彎曲時之形狀係數 α_b 。

I-1-3

階梯形圓棒之彎曲形狀係數 $\alpha_b(3)$

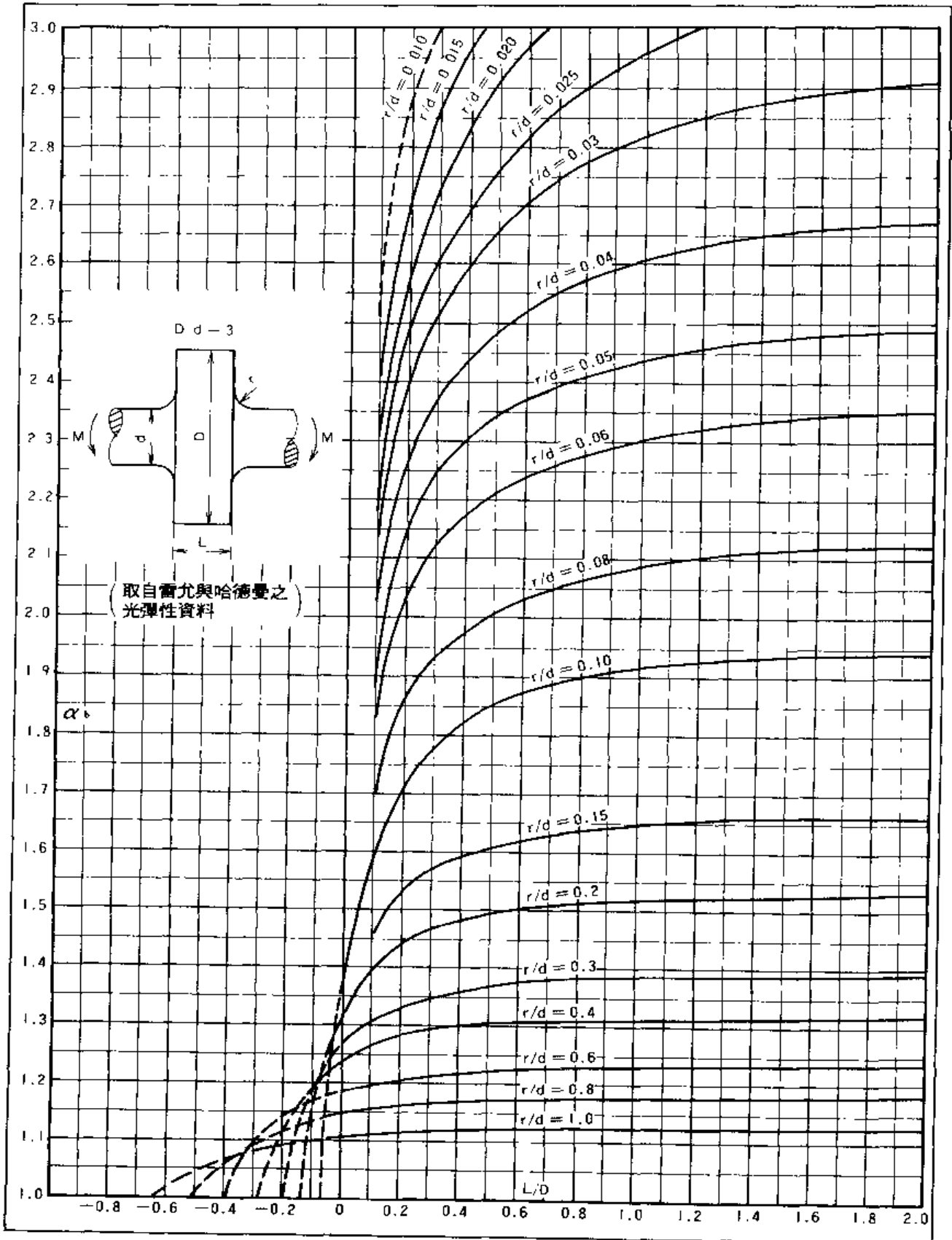


解 說

上圖所示與 I-1-2 同，唯軸徑比 $D/d=2.0$ 。

I-1-4

階梯形圓棒之彎曲形狀係數 $\alpha_b(4)$

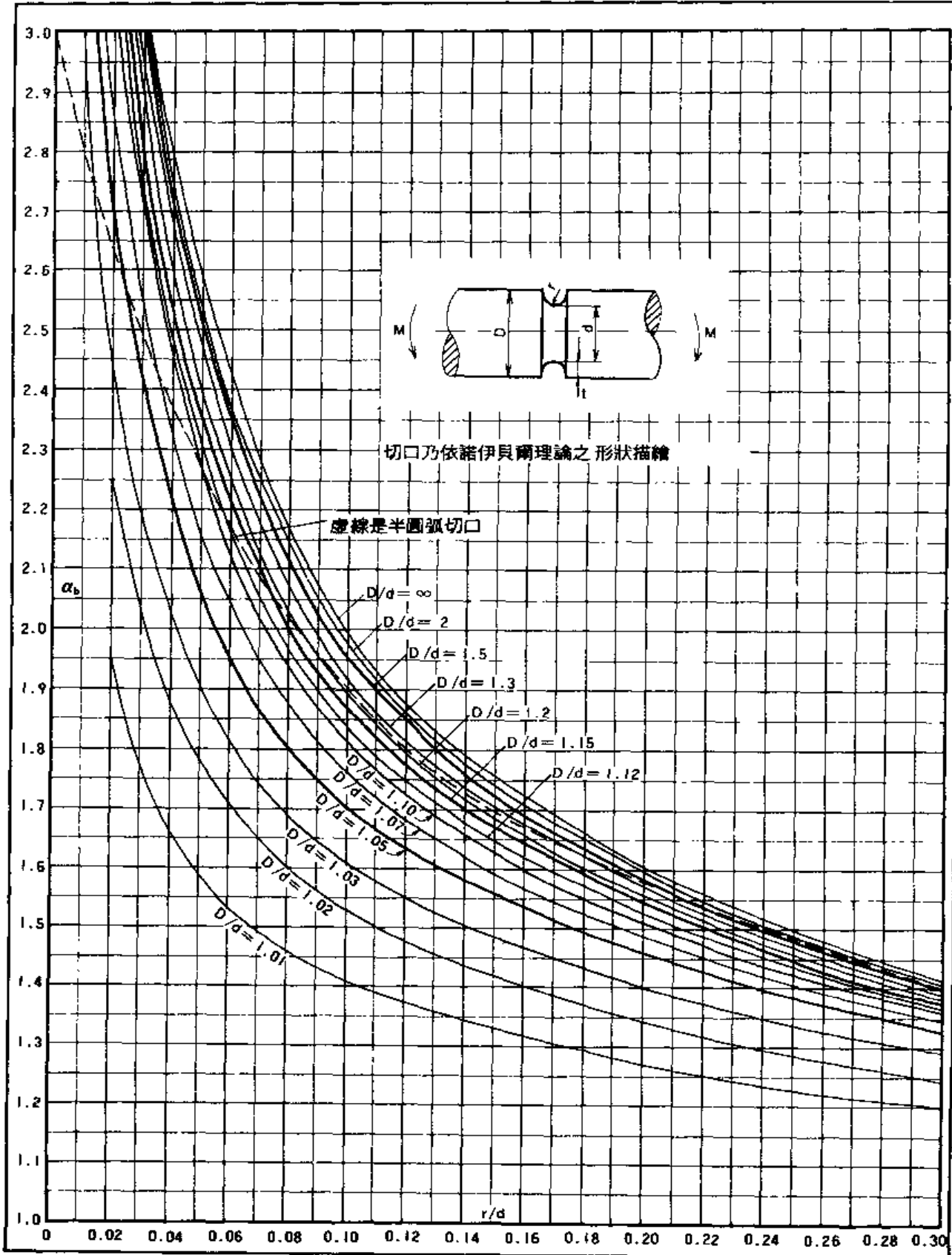


解 說

上圖所示與 I-1-2 同，唯軸徑比 $D/d=3.0$ 。

I-1-5

有U形環狀槽圓棒之彎曲形狀係數 $\alpha_b(1)$

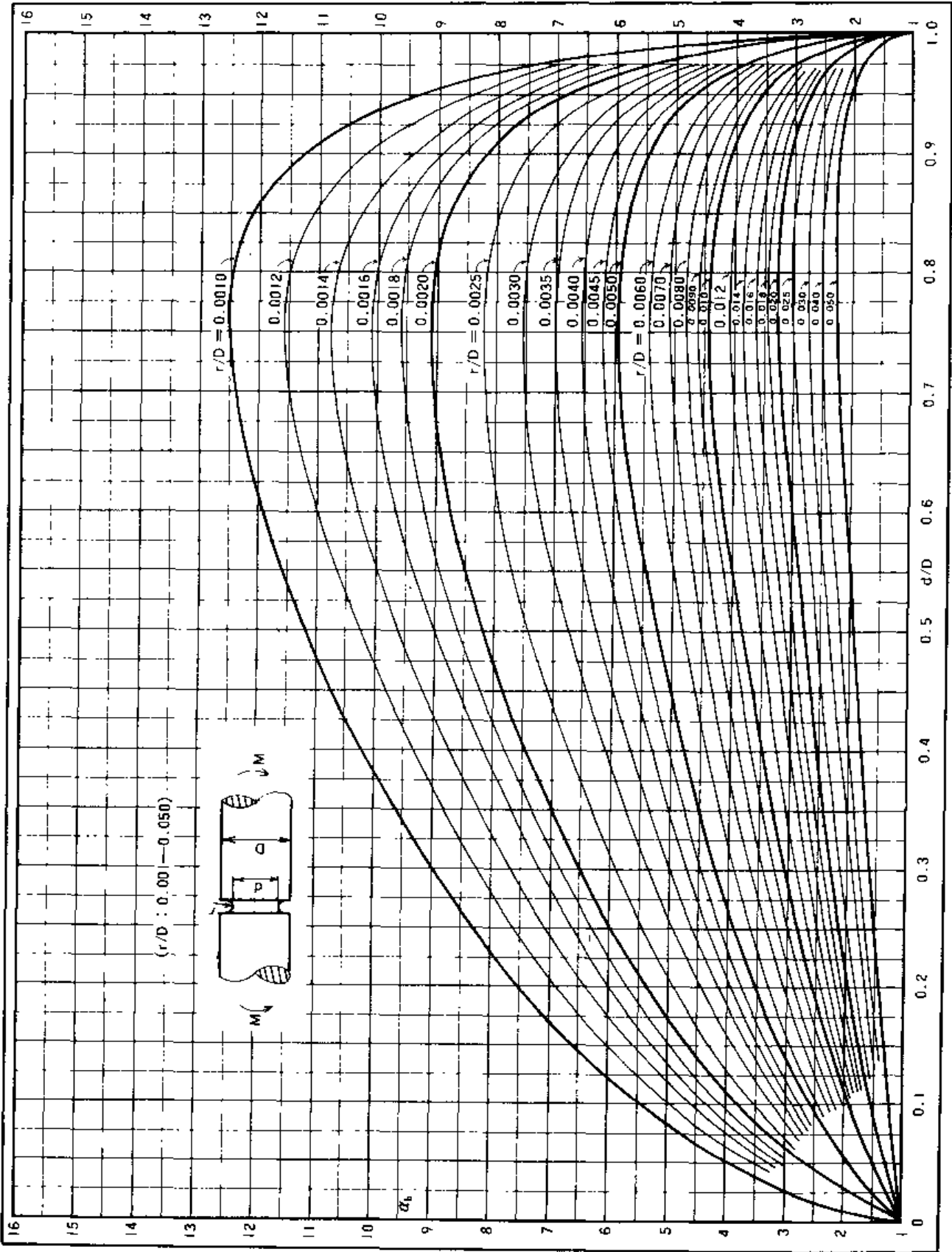


解 說

r/D 的低值域請參閱 I-1-6 .

I-1-6

有U形環狀槽圓棒之彎曲形狀係數 $\alpha_b(2)$

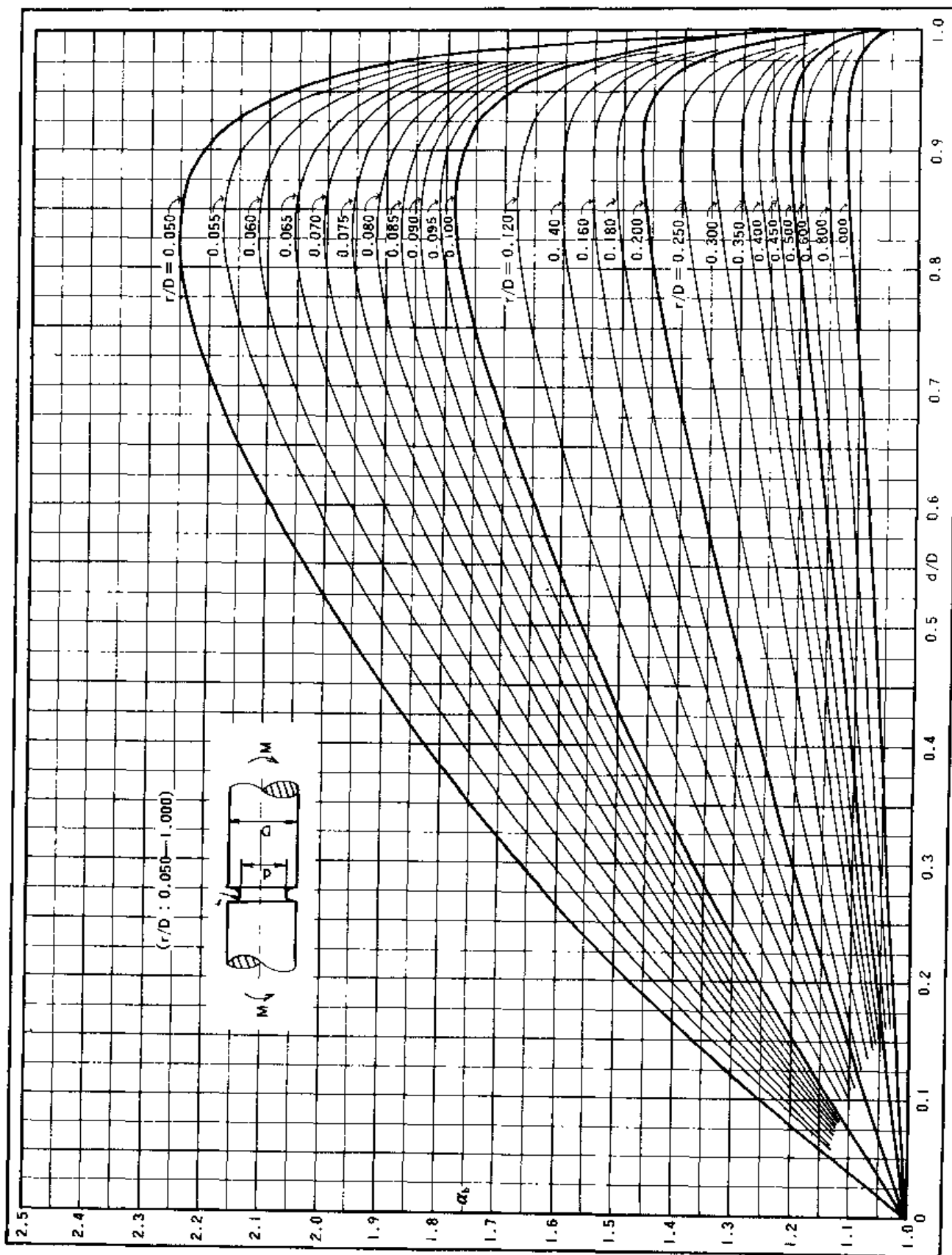


解 說

上圖所示乃 r/D 之比值在 0.001 ~ 0.050 間的彎曲形狀係數 α_b 。

I-1-7

有U形環狀槽圓棒之彎曲形狀係數 $\alpha_b(3)$

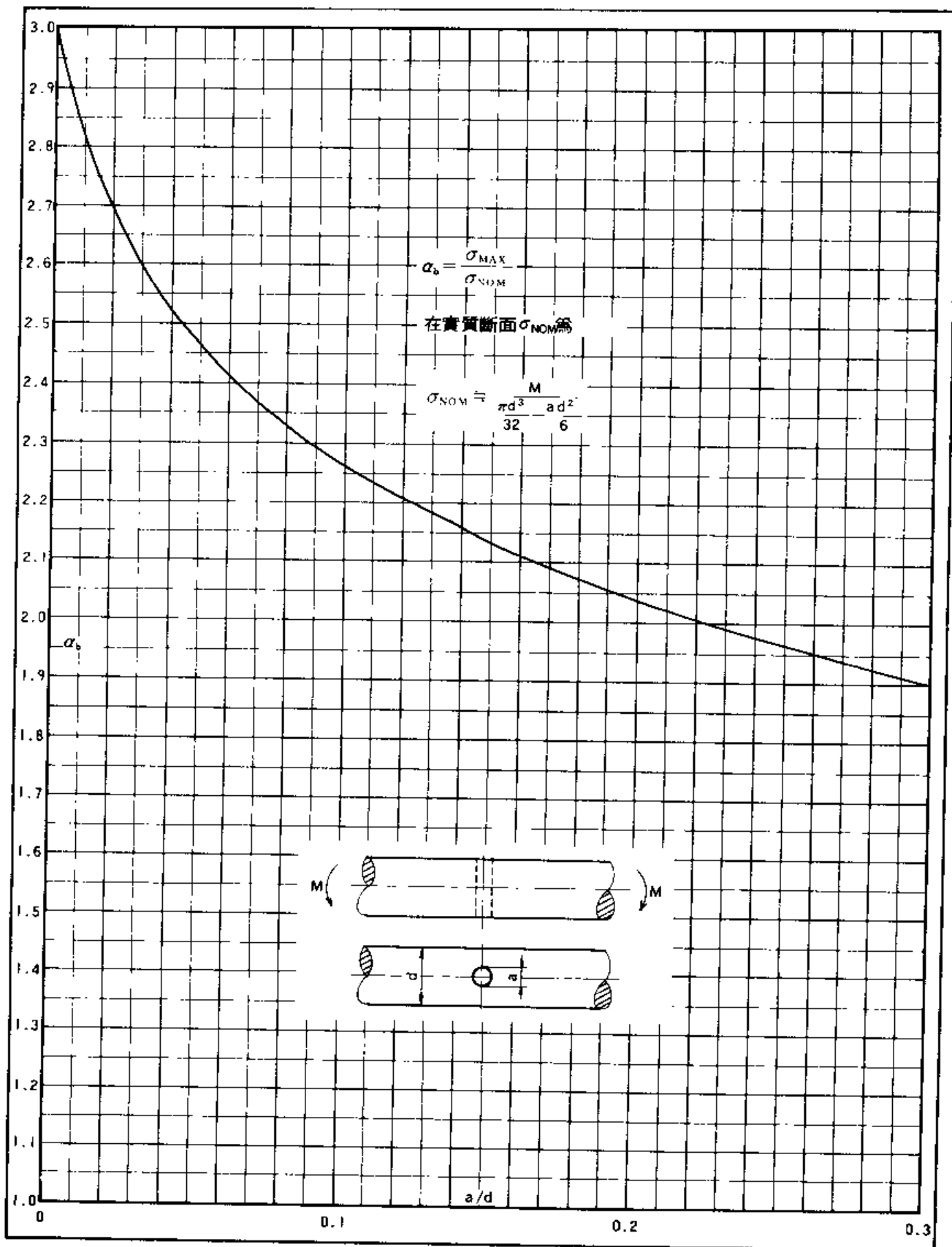


解 說

上圖所示乃 r/D 之比值在 0.050~1.000 間的彎曲形狀係數 α_b 。

I-1-8

有圓孔的圓棒之彎曲形狀係數 α_b

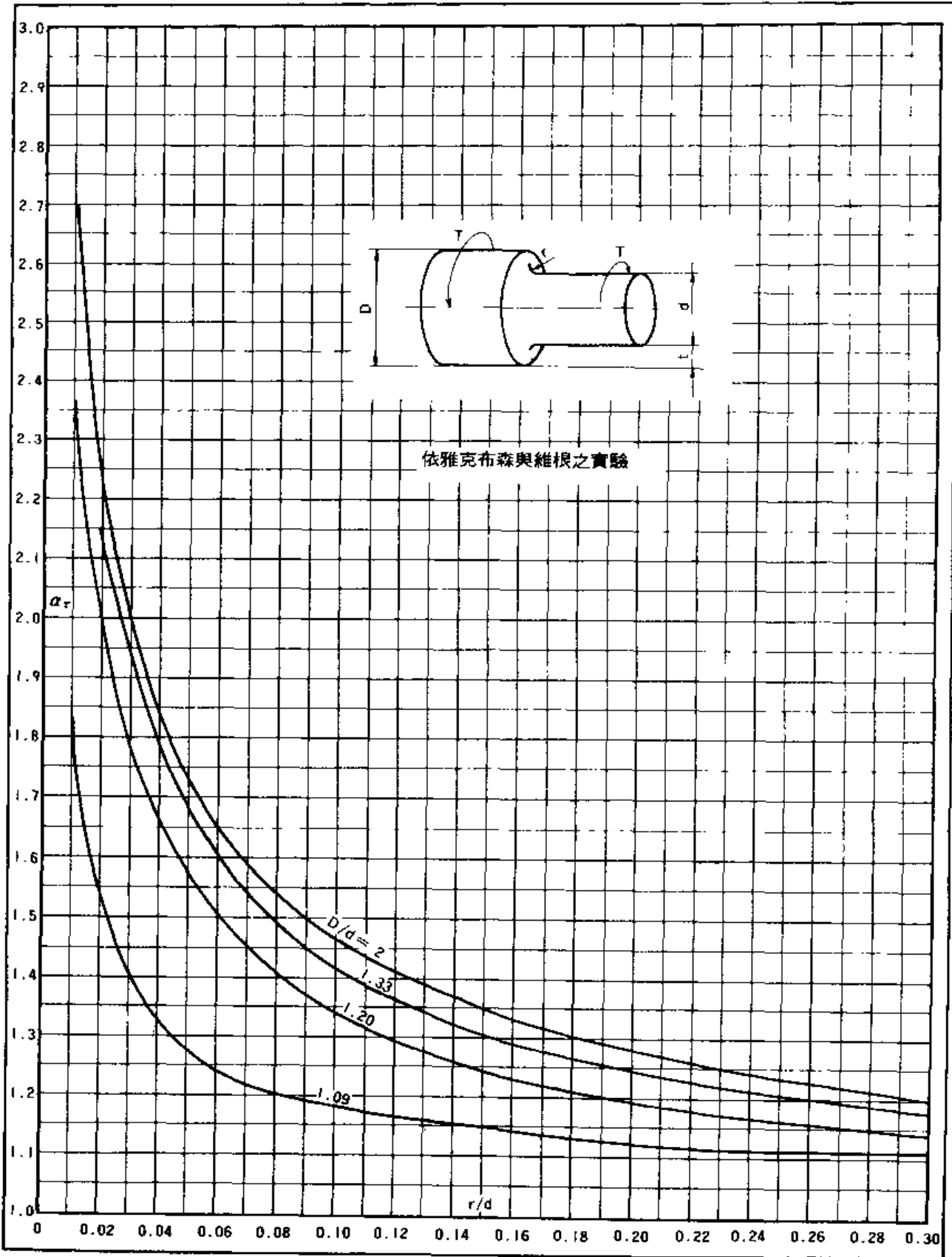


解 說

上圖所示乃垂直圓棒中心線鑽有圓孔時，涵蓋圓棒中心線與圓孔中心線的平面內之彎曲形狀係數。

I-1-9

階梯形圓棒之扭曲形狀係數 α_r

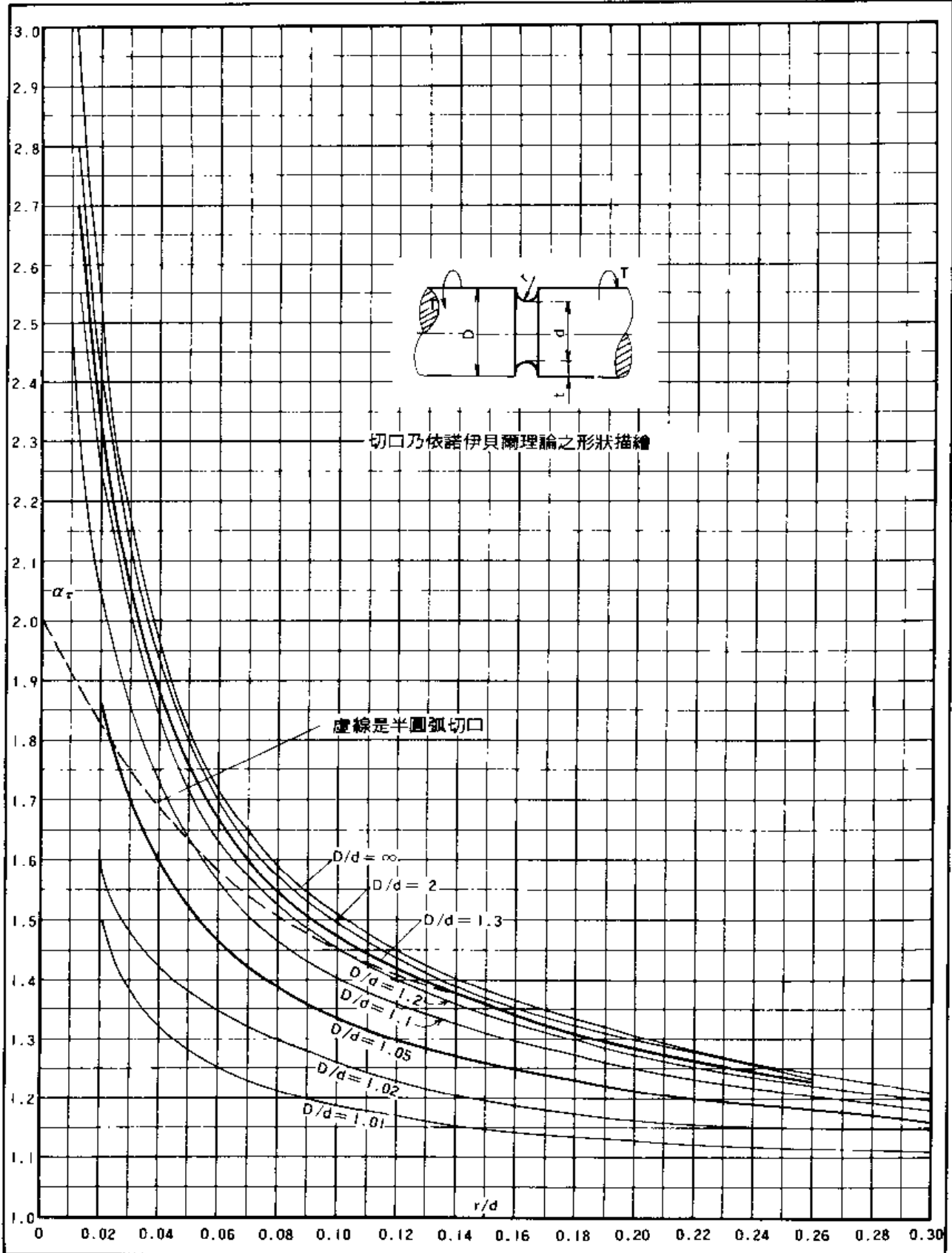


解 說

上圖所示乃階梯形圓棒受扭曲時之形狀係數 α_r 。

I-1-10

有U形環狀槽圓棒之扭曲形狀係數 $\alpha_r(1)$

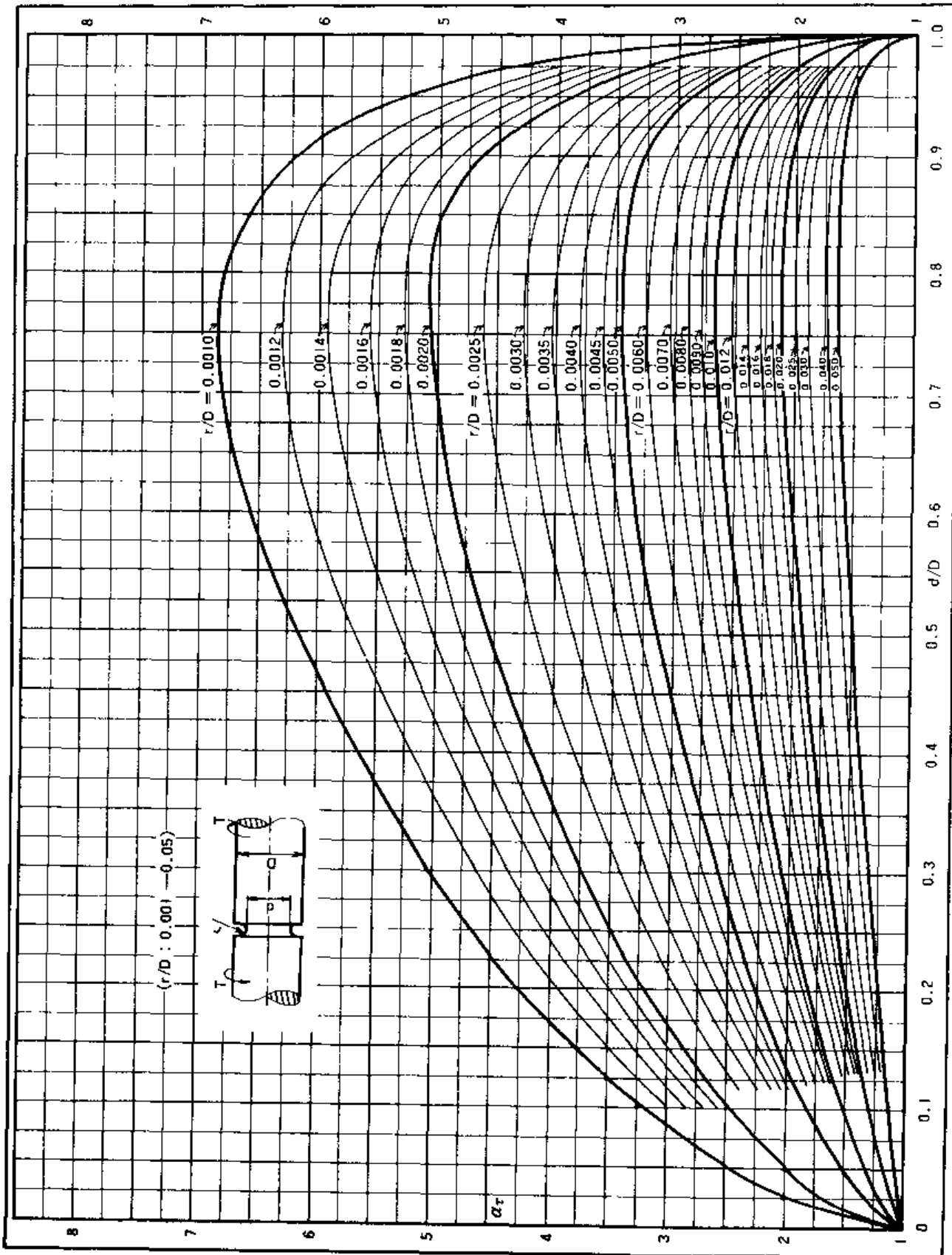


解 說

r/D 的低值域請參閱 I-1-11。

I-1-11

有U形環狀槽圓棒之扭曲形狀係數 $\alpha_r(2)$

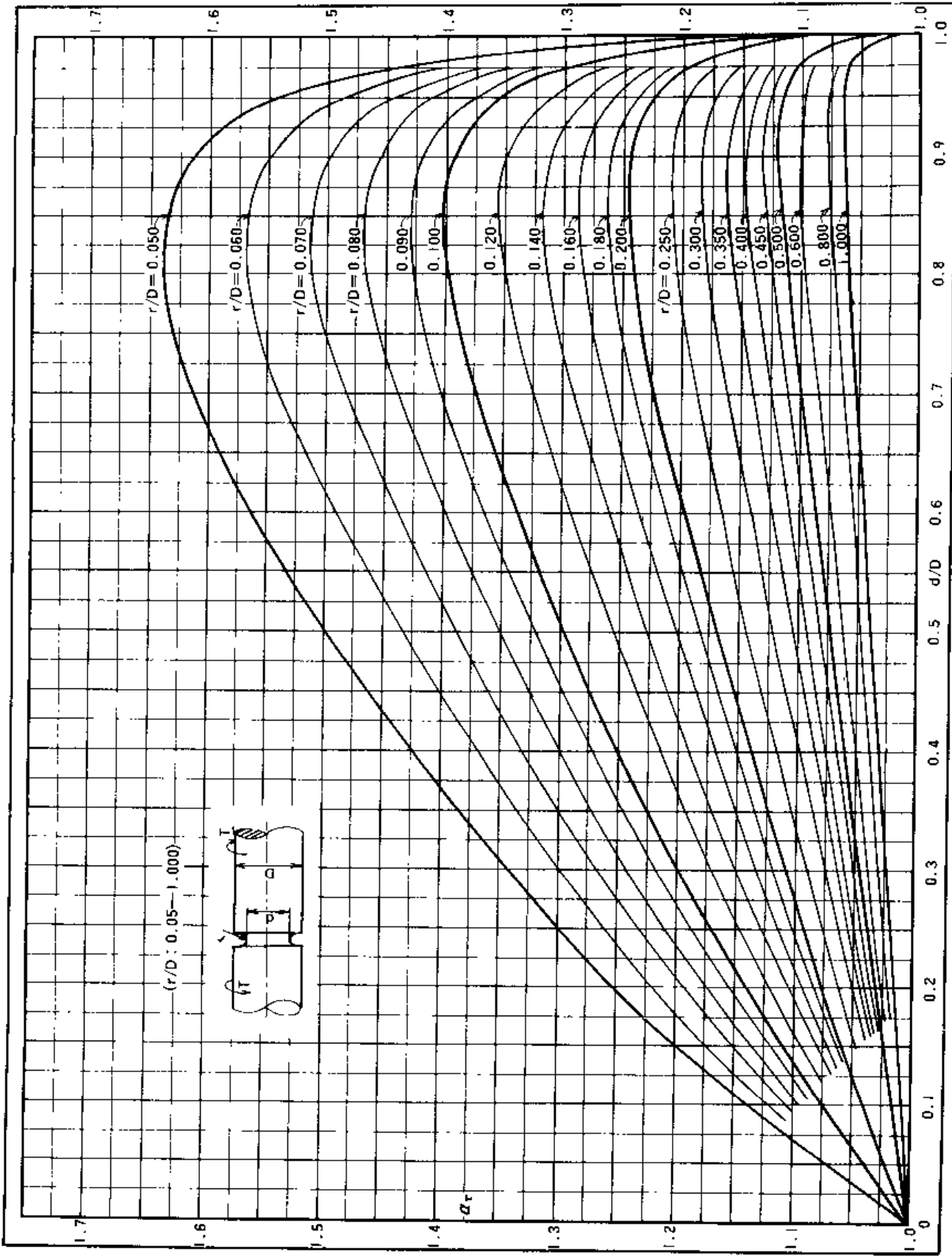


解 說

上圖所示乃切口半徑 r 與大徑 D 之比值 r/D 在 0.001~0.05 間時之扭曲形狀係數 α_r 。

I-1-12

有U形環狀槽圓棒之扭曲形狀係數 $\alpha_T(3)$



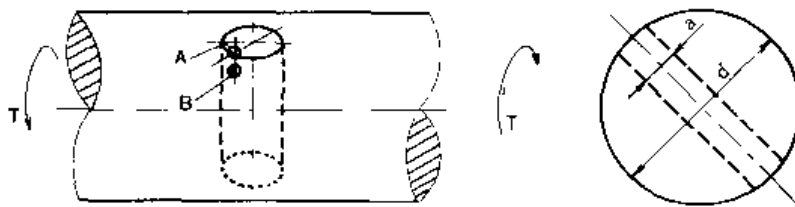
解 說

上圖所示乃 r/D 比值在 0.05~1.00 間時之扭曲形狀係數 α_T 。

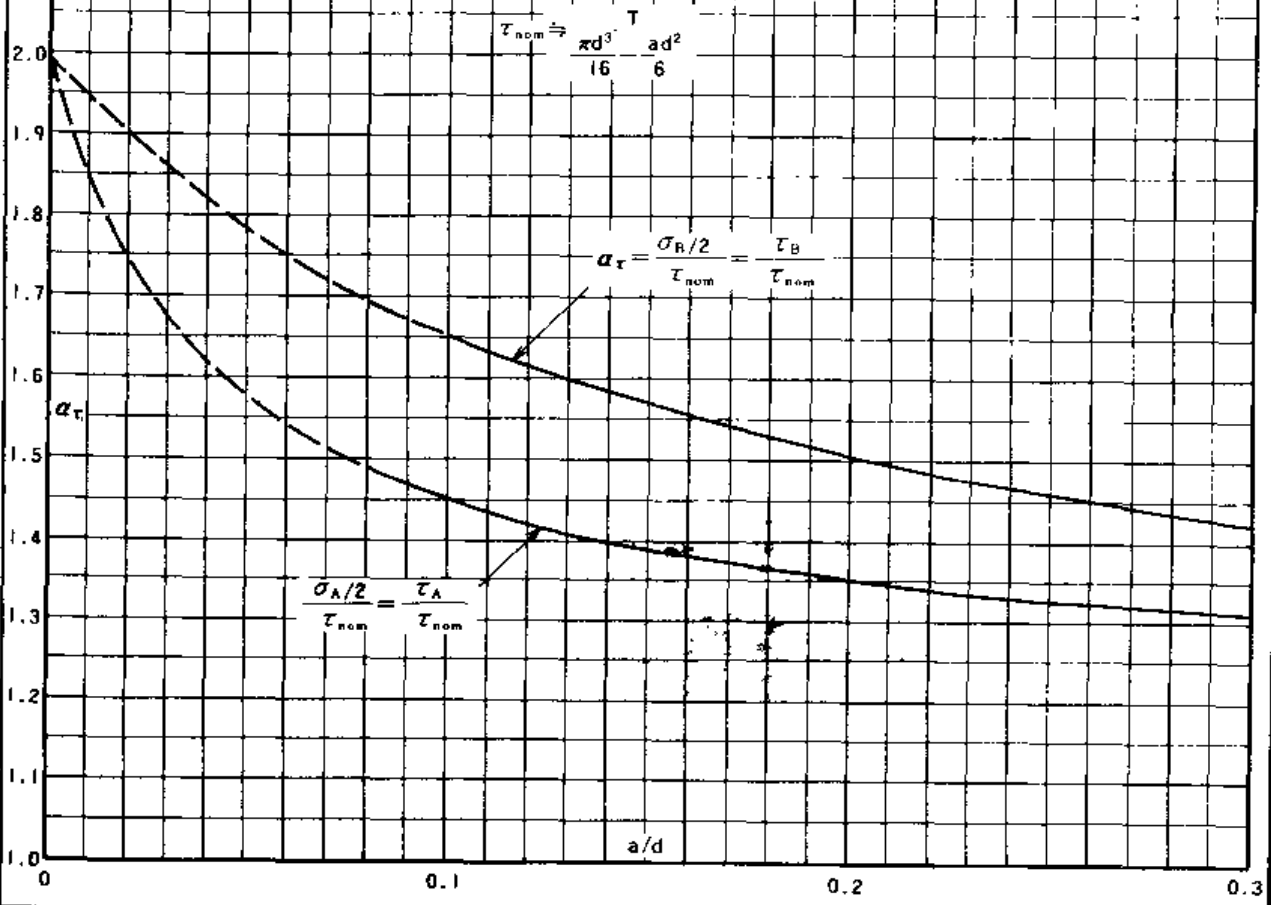
I-1-13

有圓孔的圓棒之扭曲形狀係數 α_T

依撒姆與卡姆撒之應變計法測定



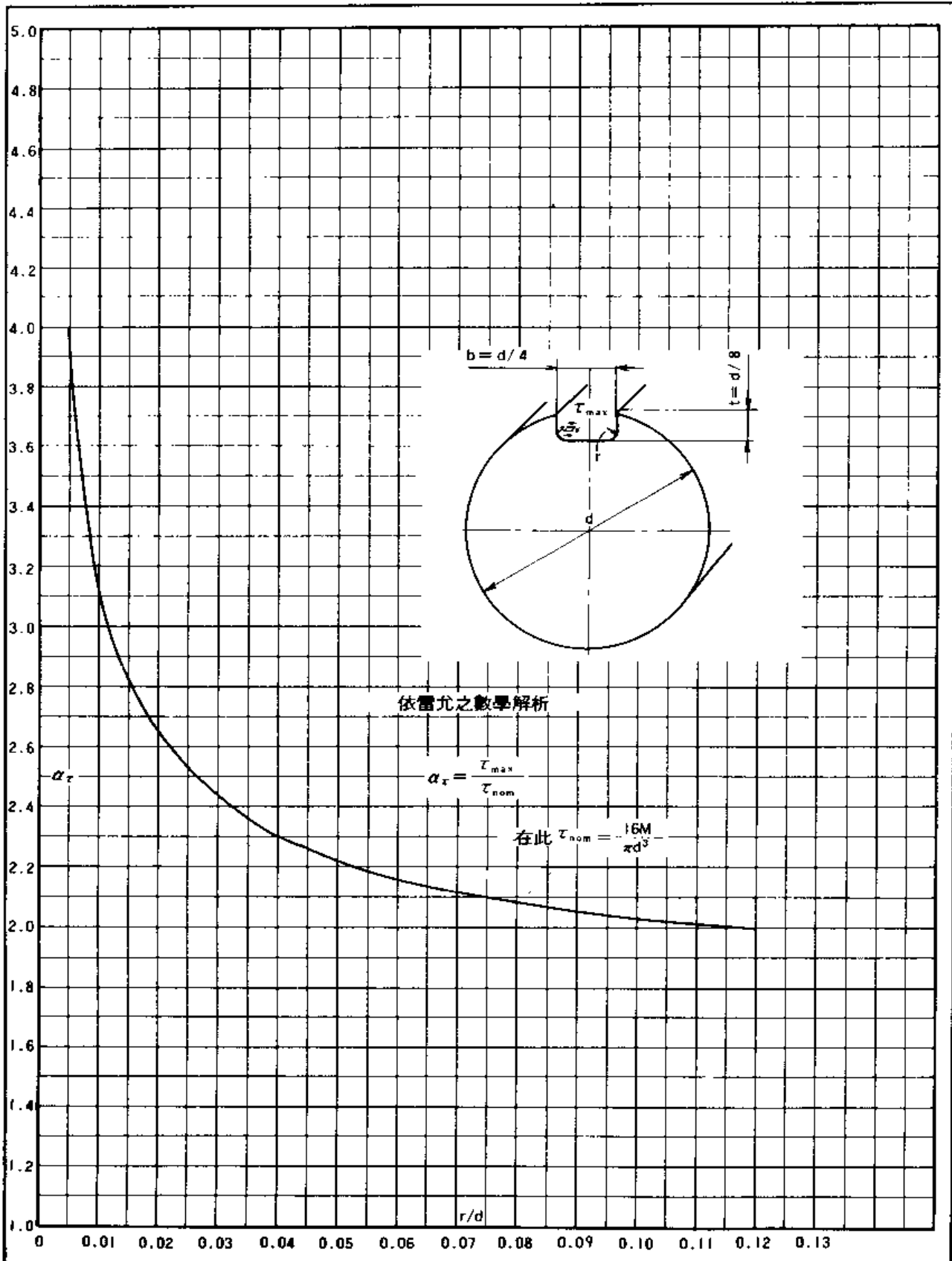
$$\tau_{nom} \Rightarrow \frac{T}{\pi d^3} \frac{ad^2}{6}$$



解 說

上圖所示乃垂直軸心鑽有圓孔圓棒之扭曲形狀係數。二曲線中上面曲線指 B 點，即圓孔圓筒面上的 α_T ，下面曲線則指 A 點，即圓孔邊緣的 α_T 。

I-1-14

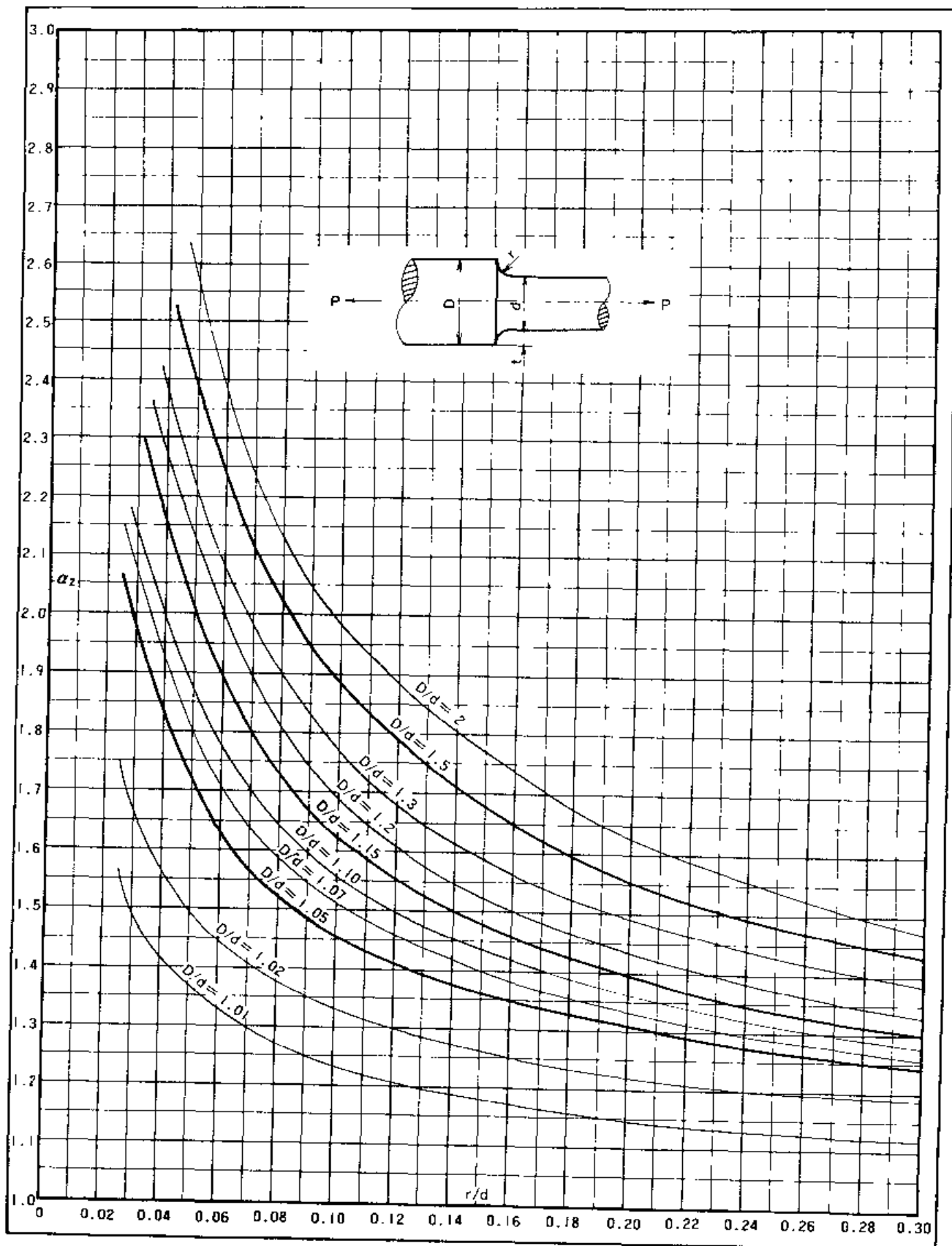
有鍵槽圓棒之扭曲形狀係數 α_r 

解 說

上圖所示乃 $t/d=0.125$ 附有鍵槽圓棒之扭曲形狀係數 α_r 。

I-1-15

階梯形圓棒之拉張形狀係數 α_z

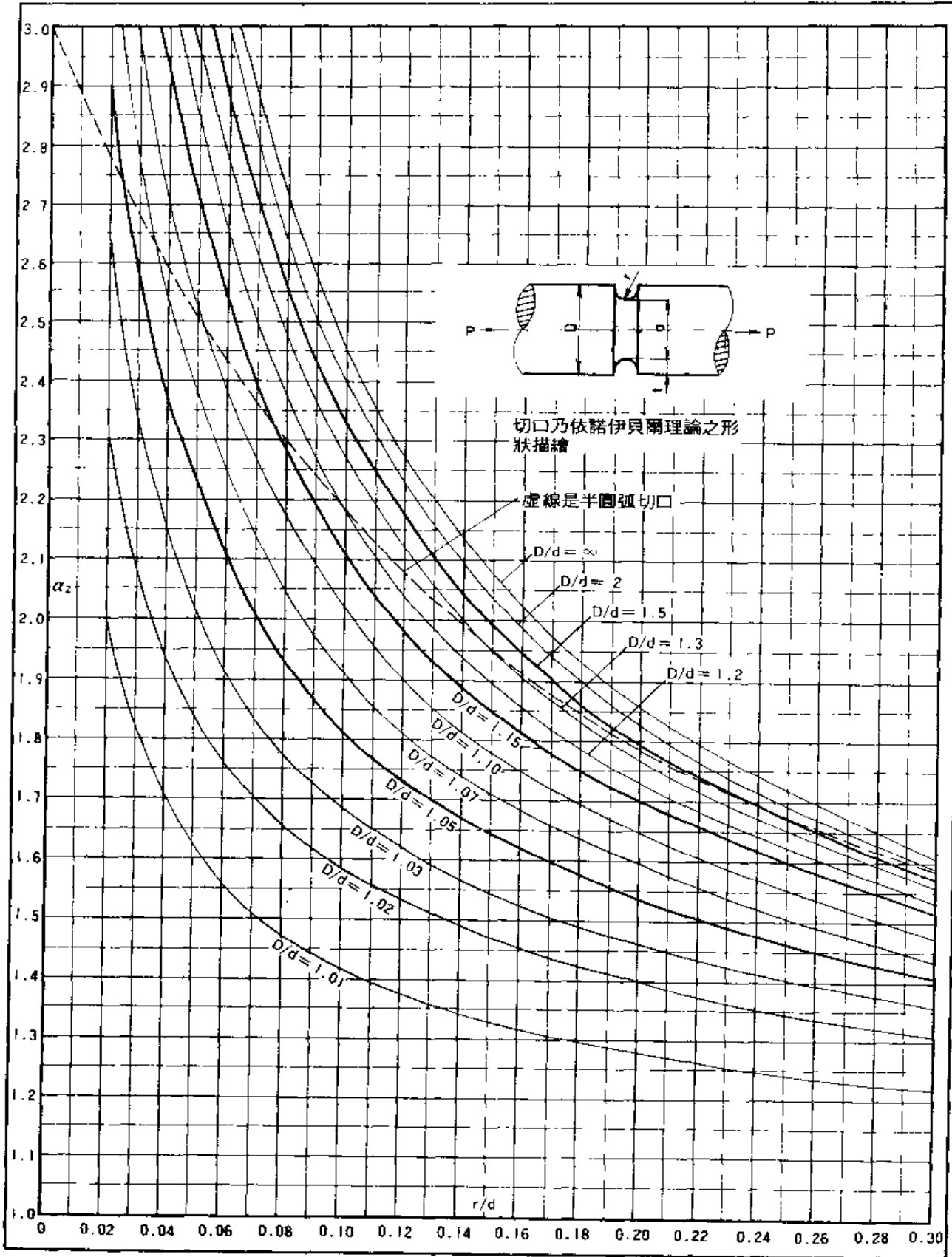


解 說

上圖所示乃階梯形圓棒之拉張形狀係數 α_r 。

I-1-16

有U形環狀槽圓棒之拉張形狀係數 $\alpha_z(1)$

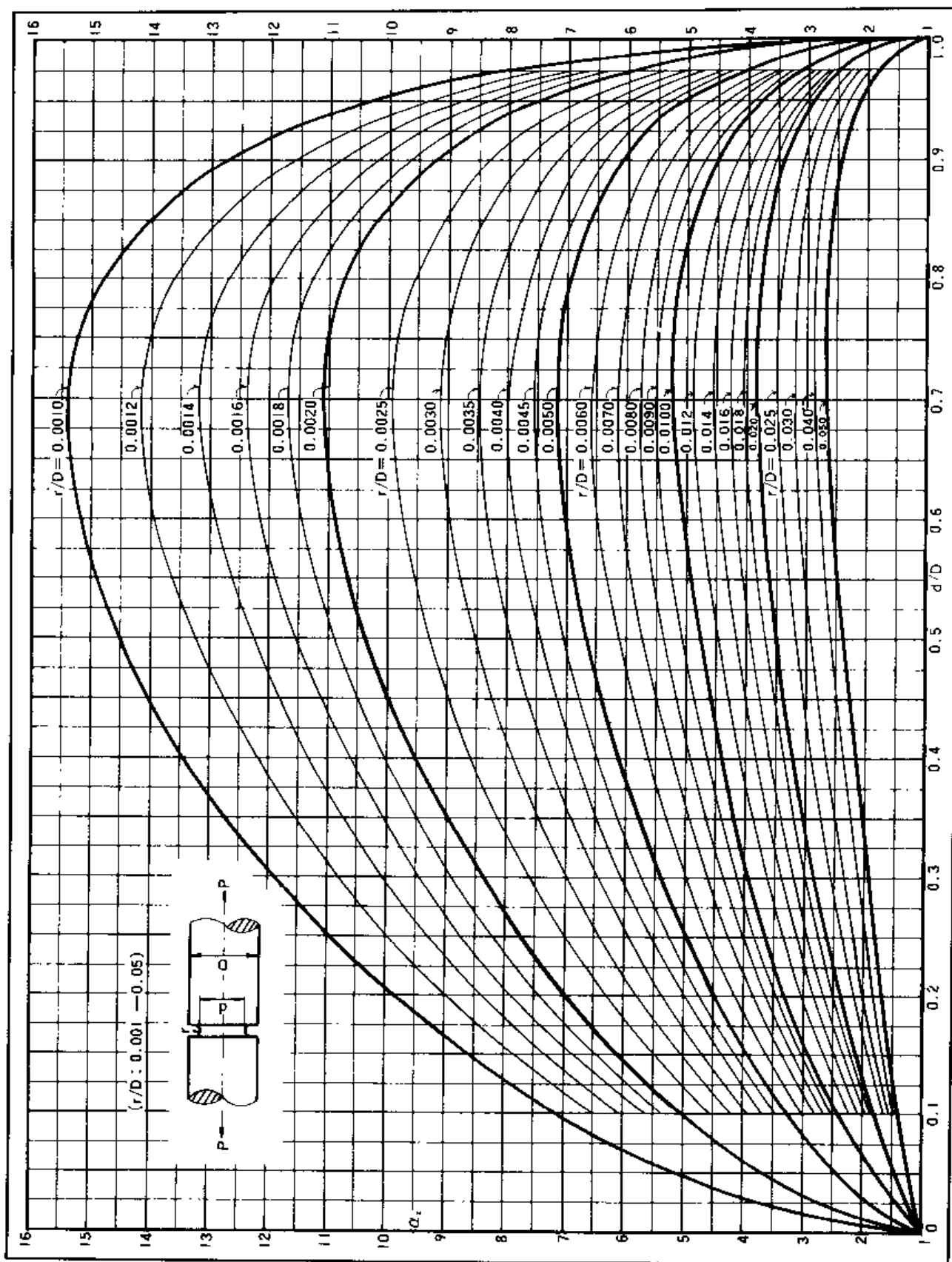


解 說

r/D 的低值域請參閱 I-1-17 .

I-1-17

有U形環狀槽圓棒之拉張形狀係數 $\alpha_z(2)$

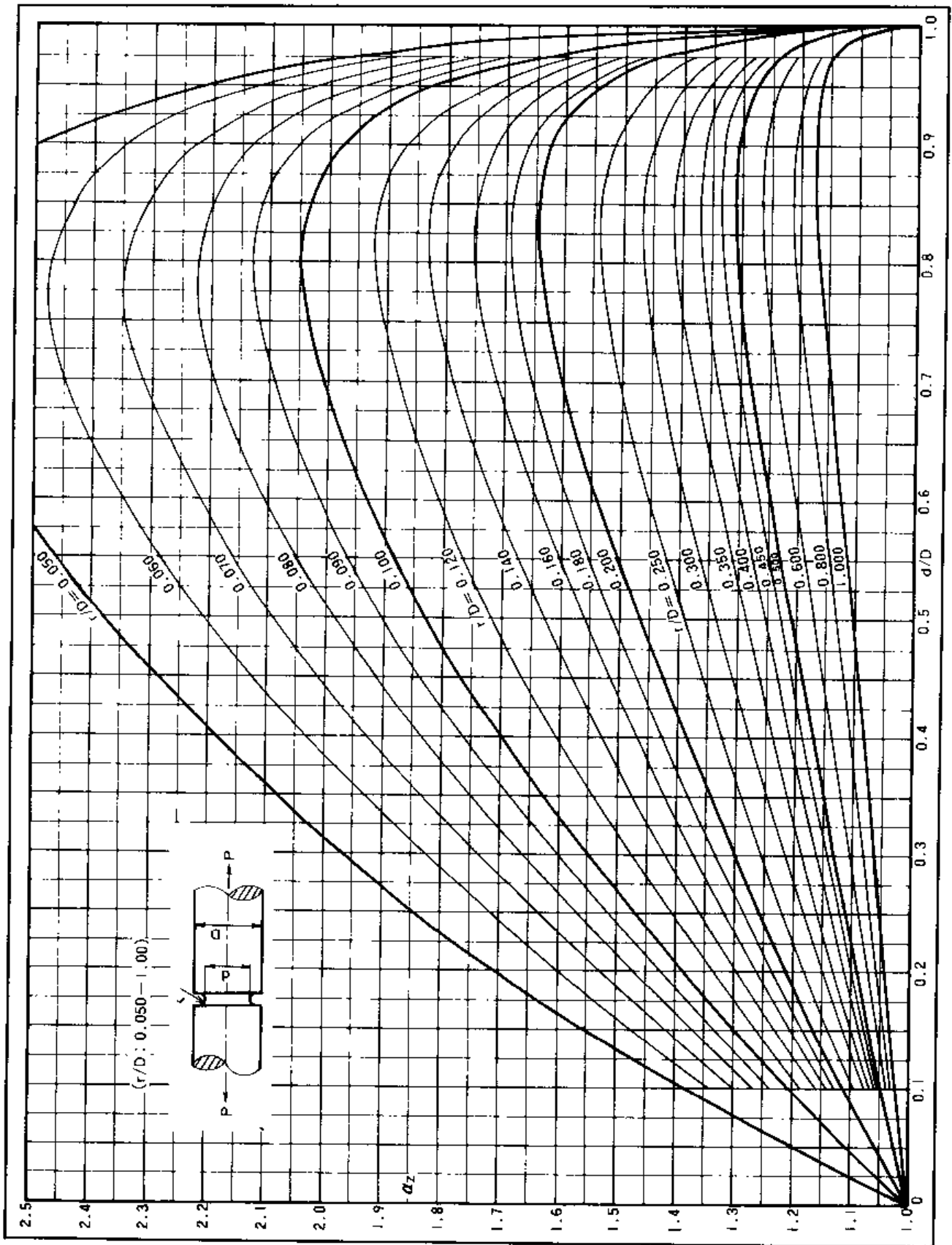


解 說

上圖所示乃 $r/D=0.0010 \sim 0.050$ 間之拉張形狀係數 α_z 。

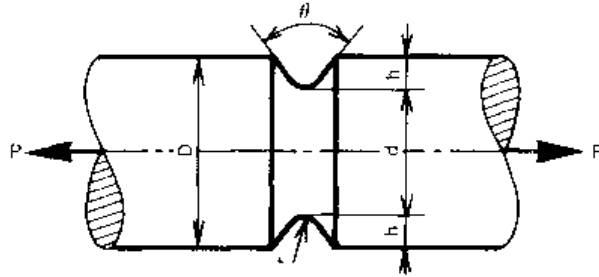
I-1-18

有U形環狀槽圓棒之拉張形狀係數 $\alpha_z(3)$

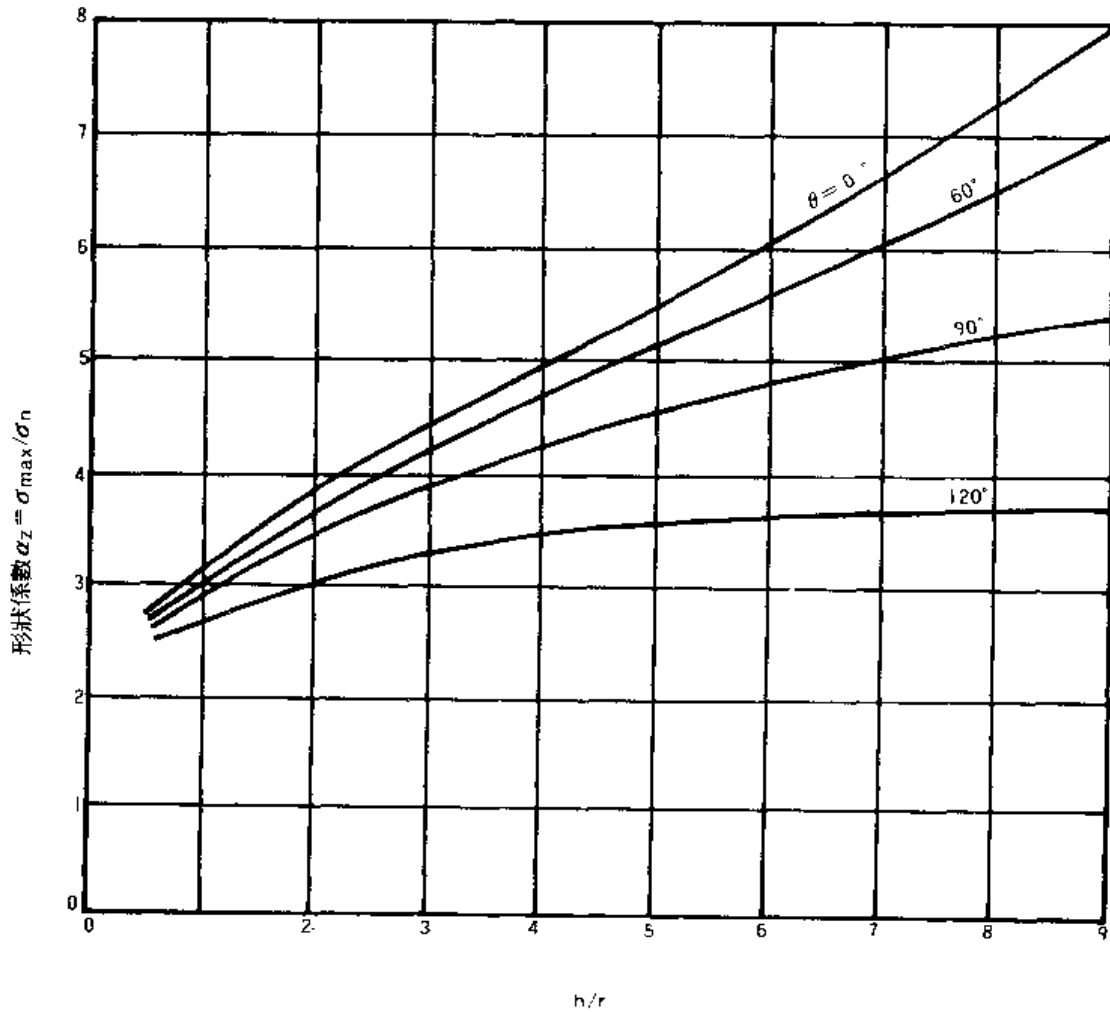


解 說

上圖所示乃 $r/D=0.050 \sim 1.000$ 間之拉張形狀係數 α_z 。



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

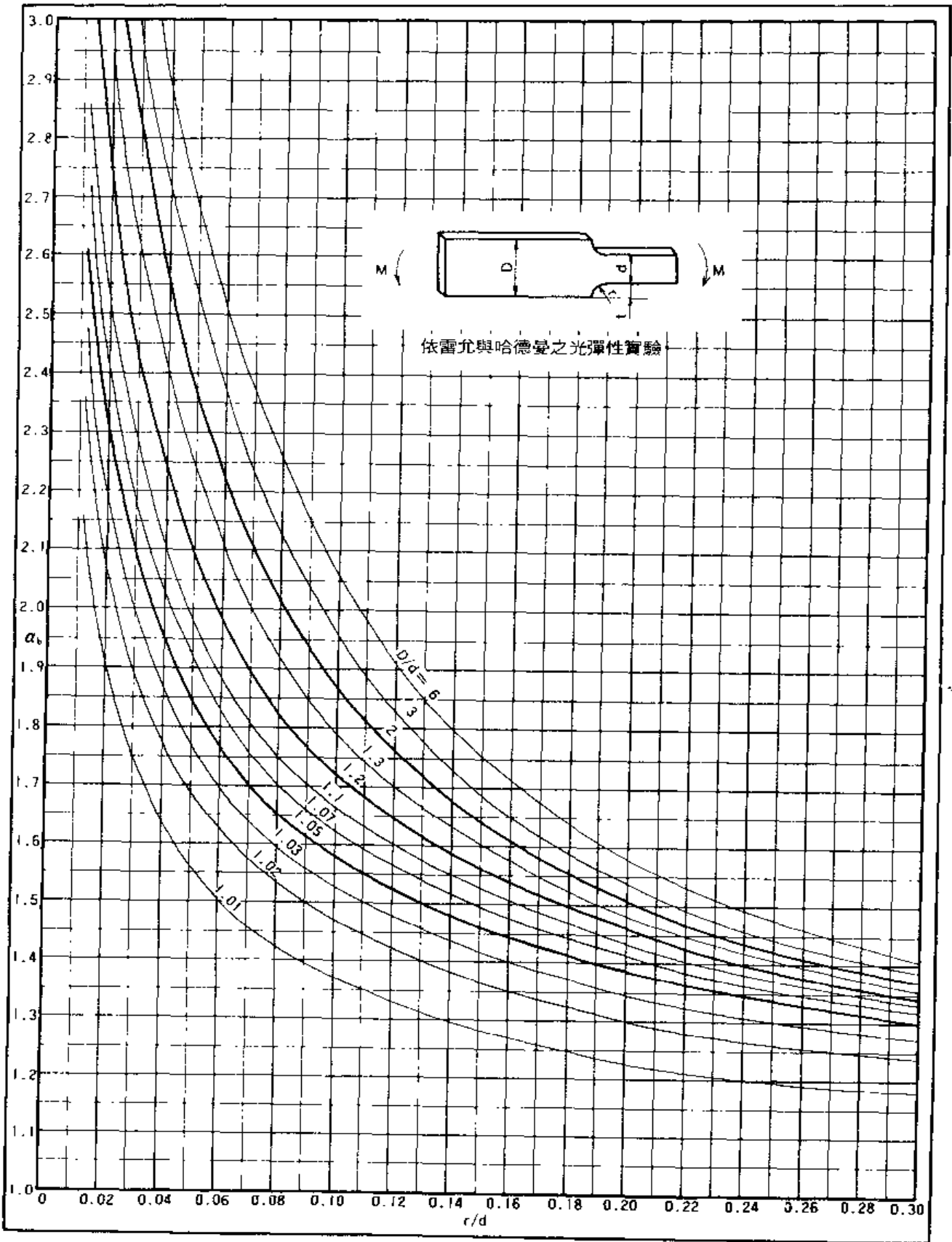


解 說

上圖所示乃附V形環狀槽圓棒之拉張形狀係數 α_z 。此形狀係數 α_z 乃切口部底端之最大應力 σ_{\max} 除以公稱應力 σ_n 所得之值。

I-1-20

階梯板板面內之彎曲形狀係數 α_b

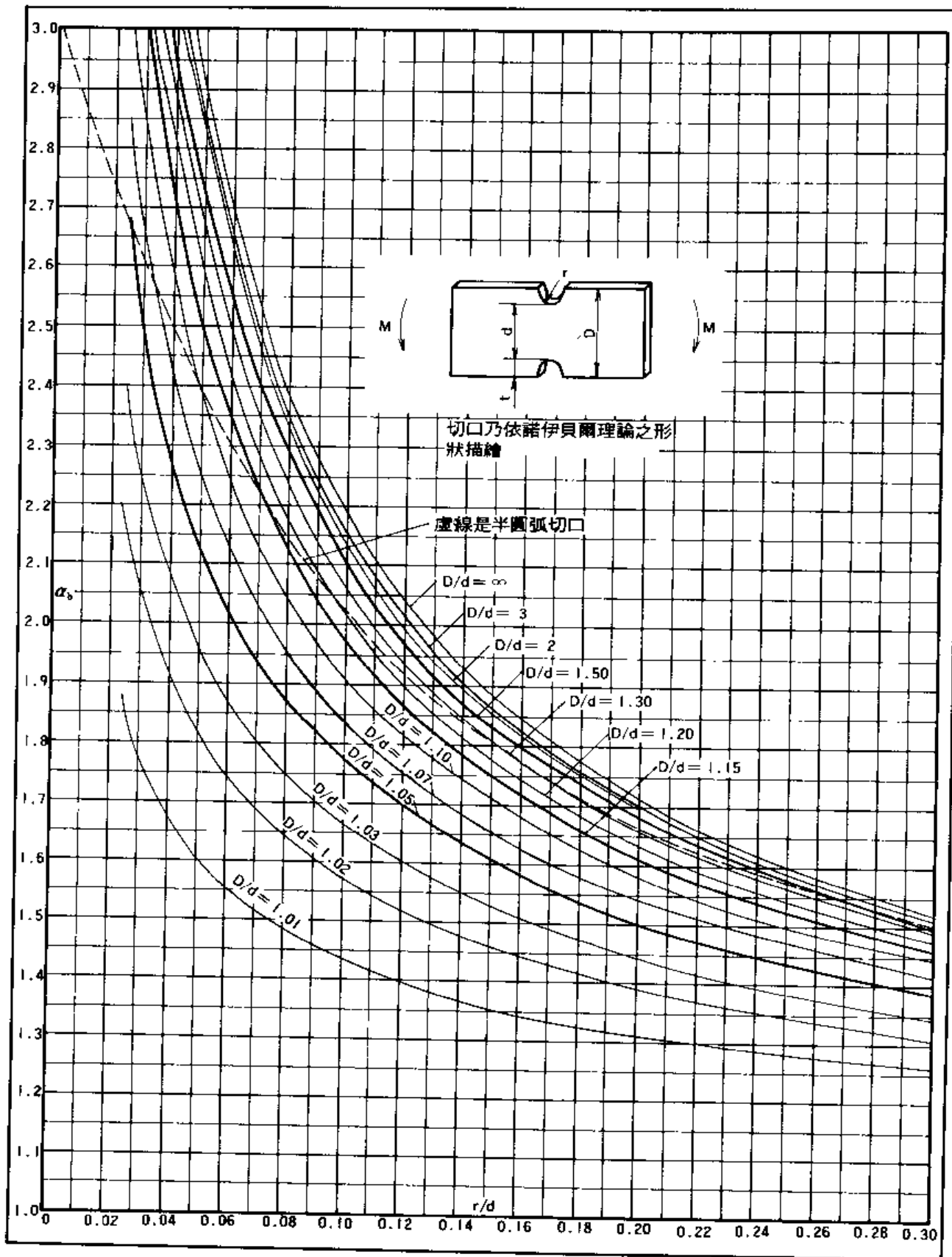


解 說

上圖所示乃階梯板板面內彎曲時之形狀係數 α_b 。

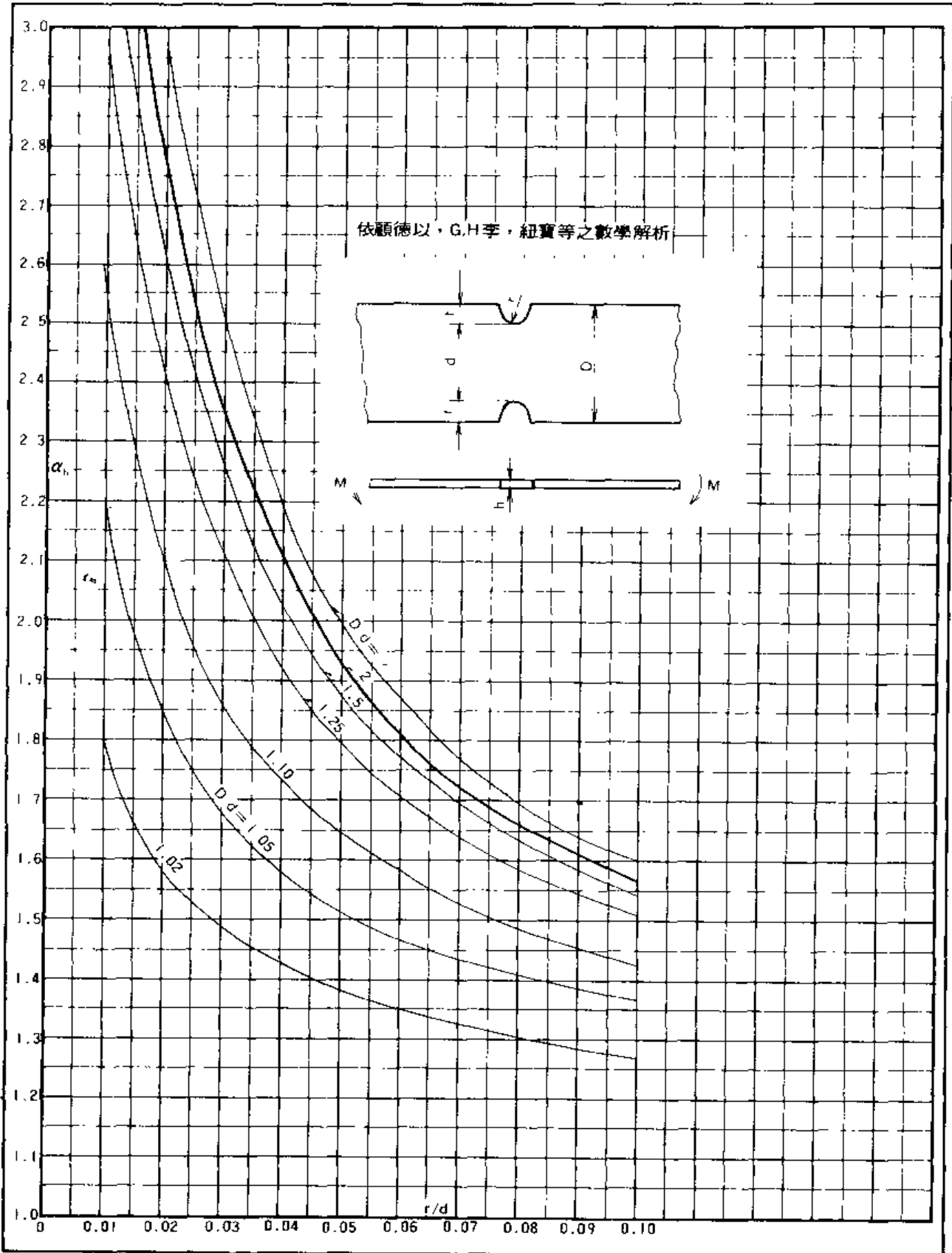
I-1-21

有圓弧切口之板條，板面內之彎曲形狀係數 α_b



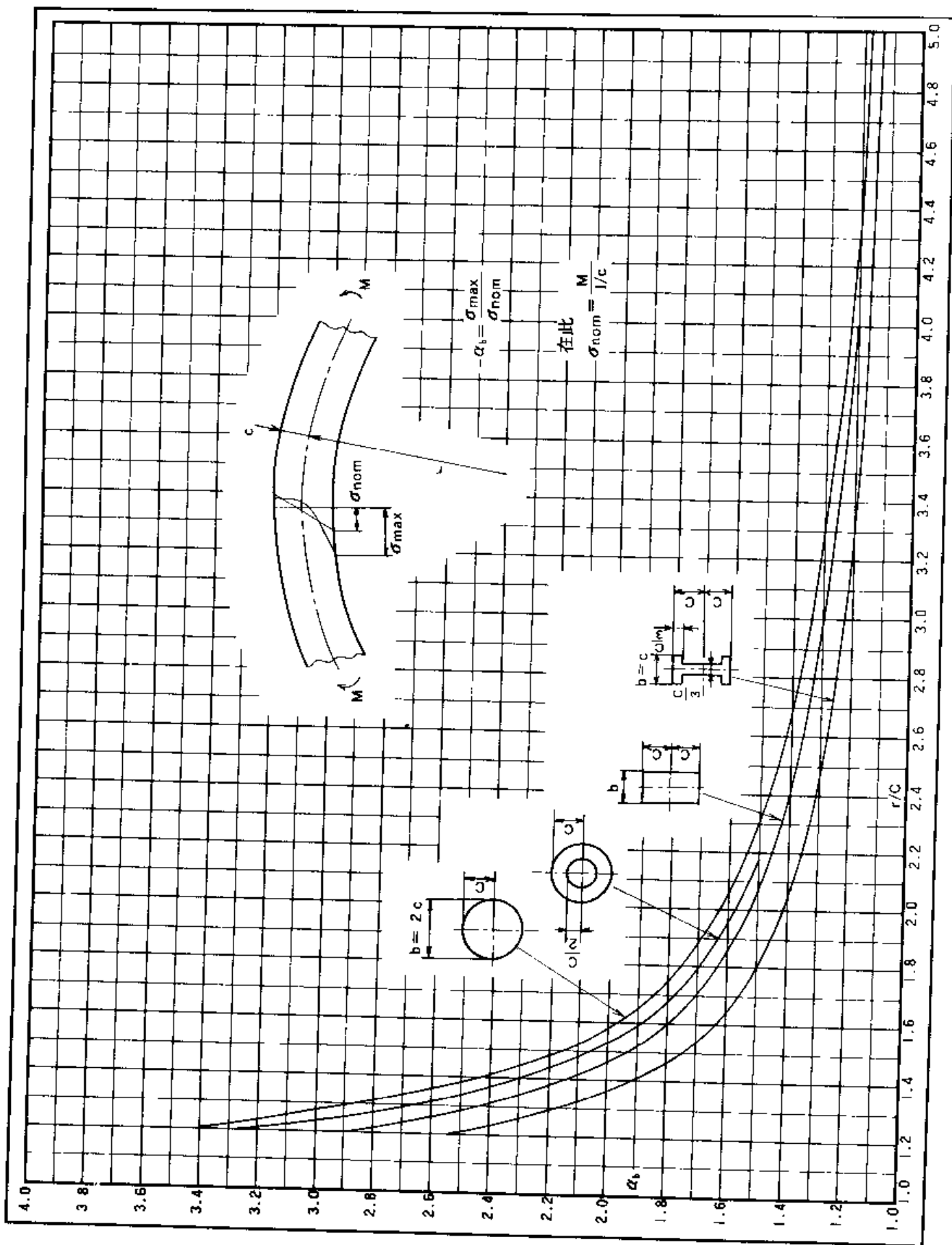
解 說

上圖所示乃附有圓弧切口之板條，板面內受彎曲時之形狀係數。又，虛線指 $r=t$ 時之形狀係數。



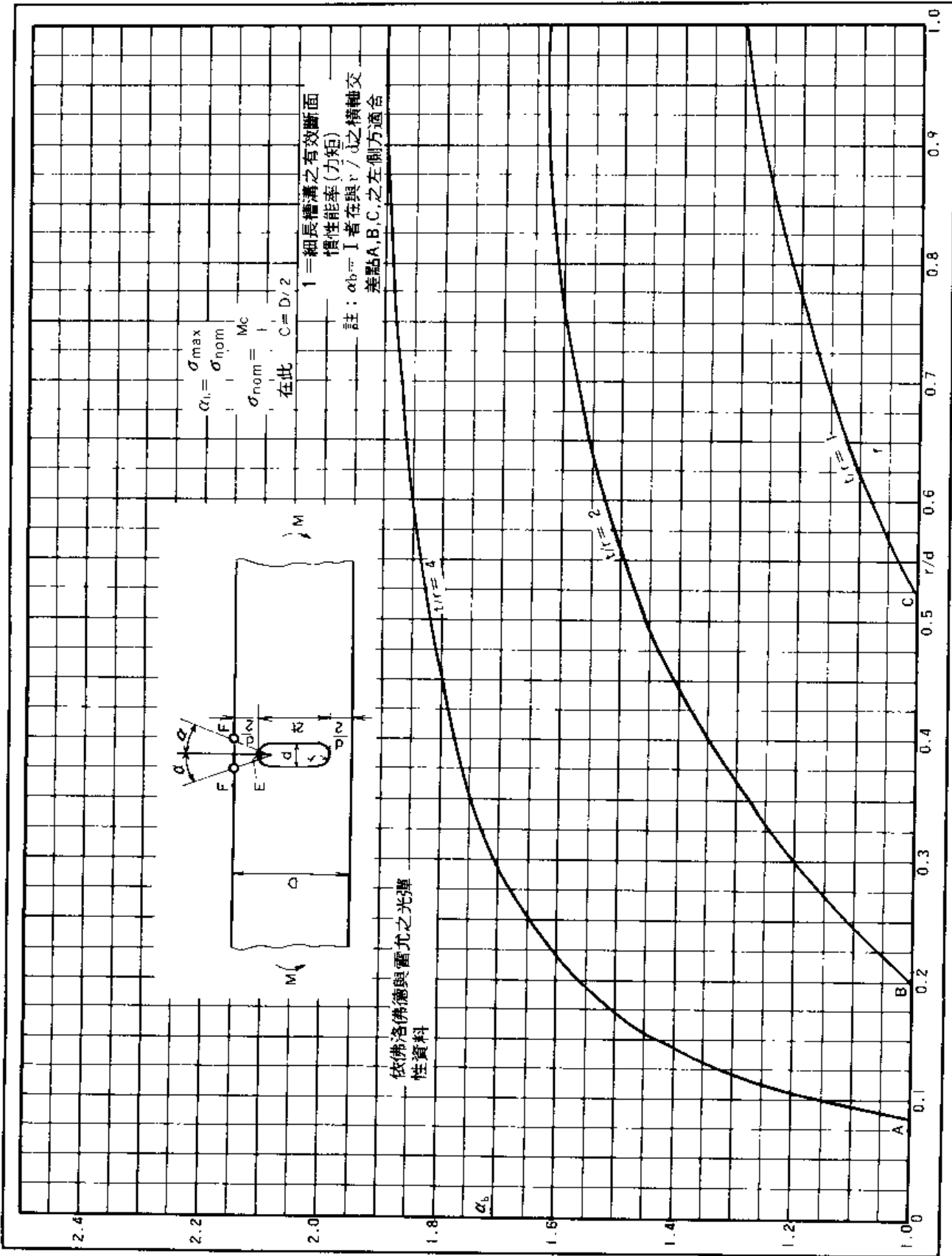
解 說

上圖所示乃附圓弧切口之平板，垂直板面彎曲時之形狀係數 α_b 。



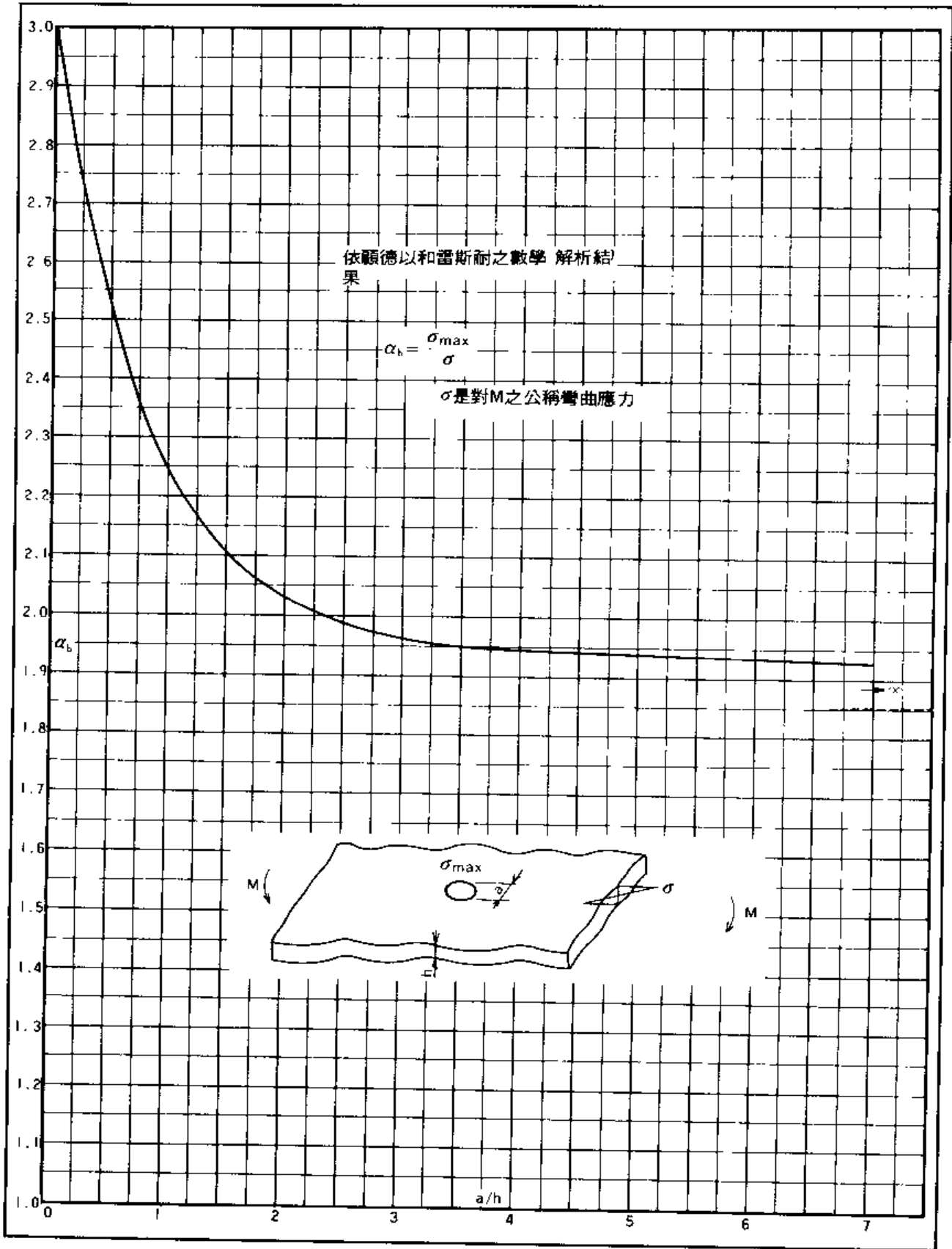
解 說

上圖所示尺寸比乃實心圓棒，中空圓棒，矩形和H形斷面之彎樑等彎曲時之形狀係數 α_b 。



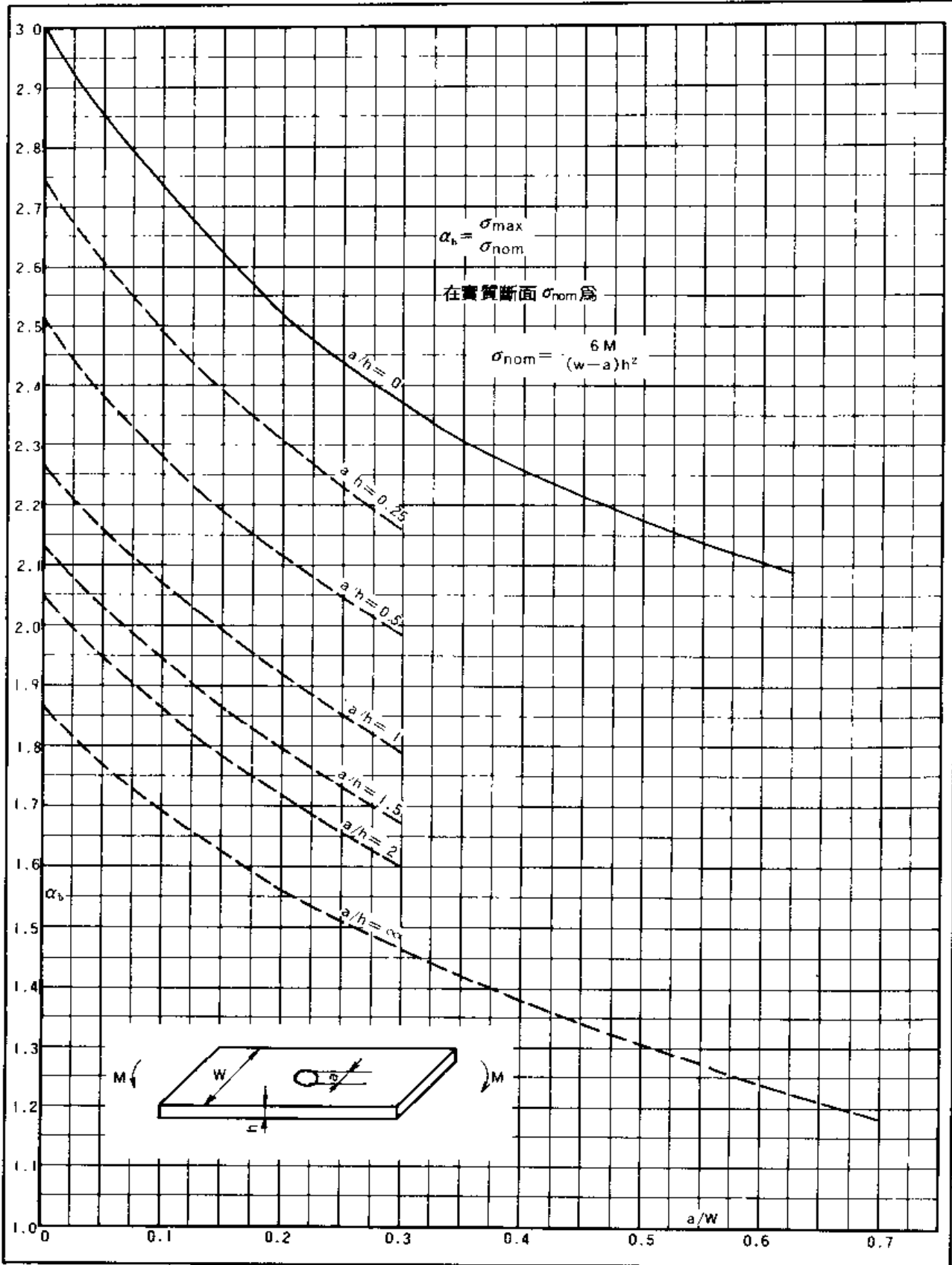
解 說

上圖所示乃附細長孔之平板在板面內彎曲時之形狀係數 α_b 。



解 說

上圖所示乃鑽有圓孔之無限長平板，在垂直板面方向彎曲時之形狀係數 α_b 。

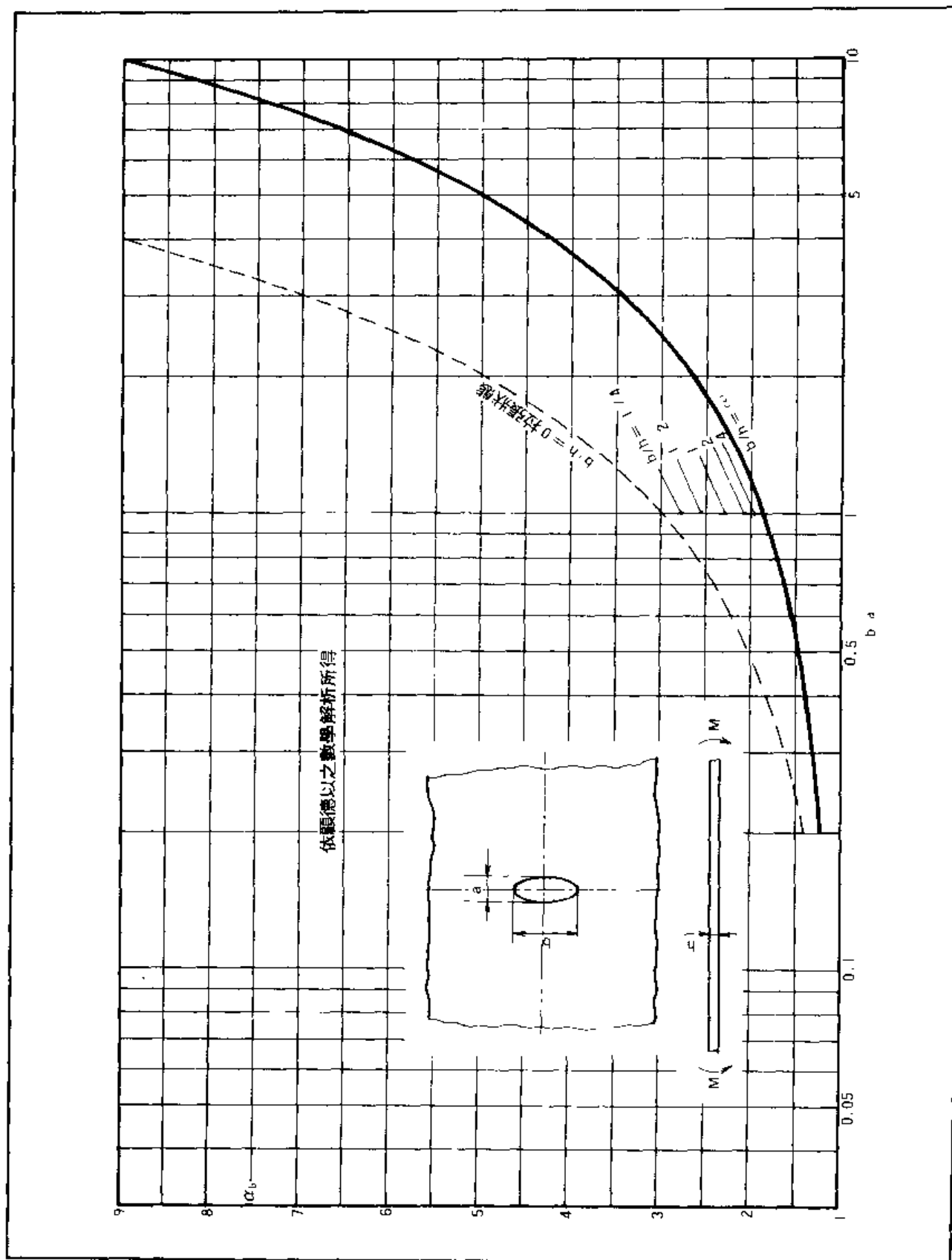


解 說

上圖所示乃鑽有圓孔之平板，在垂直板面方向彎曲時之形狀係數 α_b 。

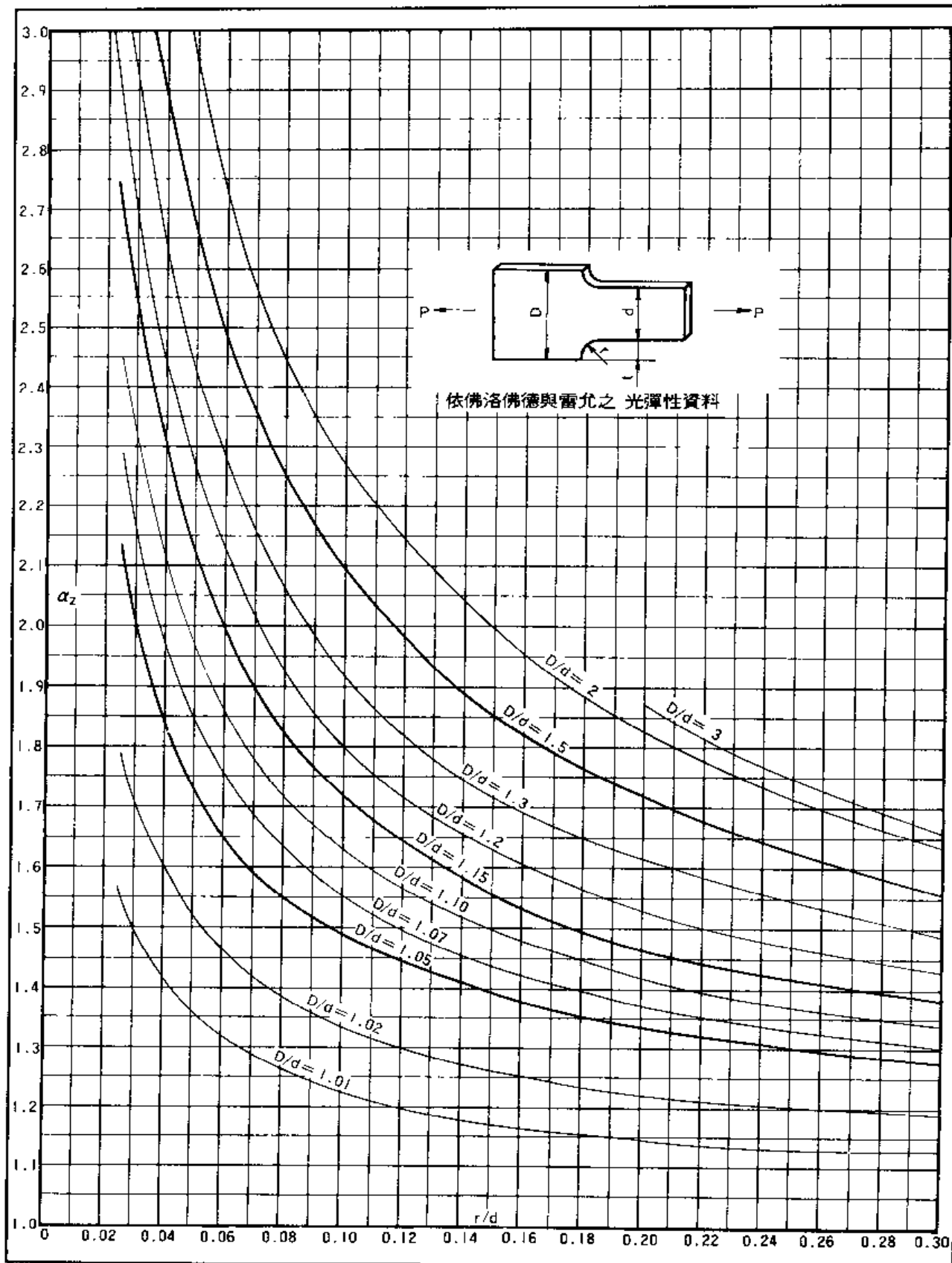
I-1-27

有橢圓孔的無限寬板條之彎曲形狀係數 α_b



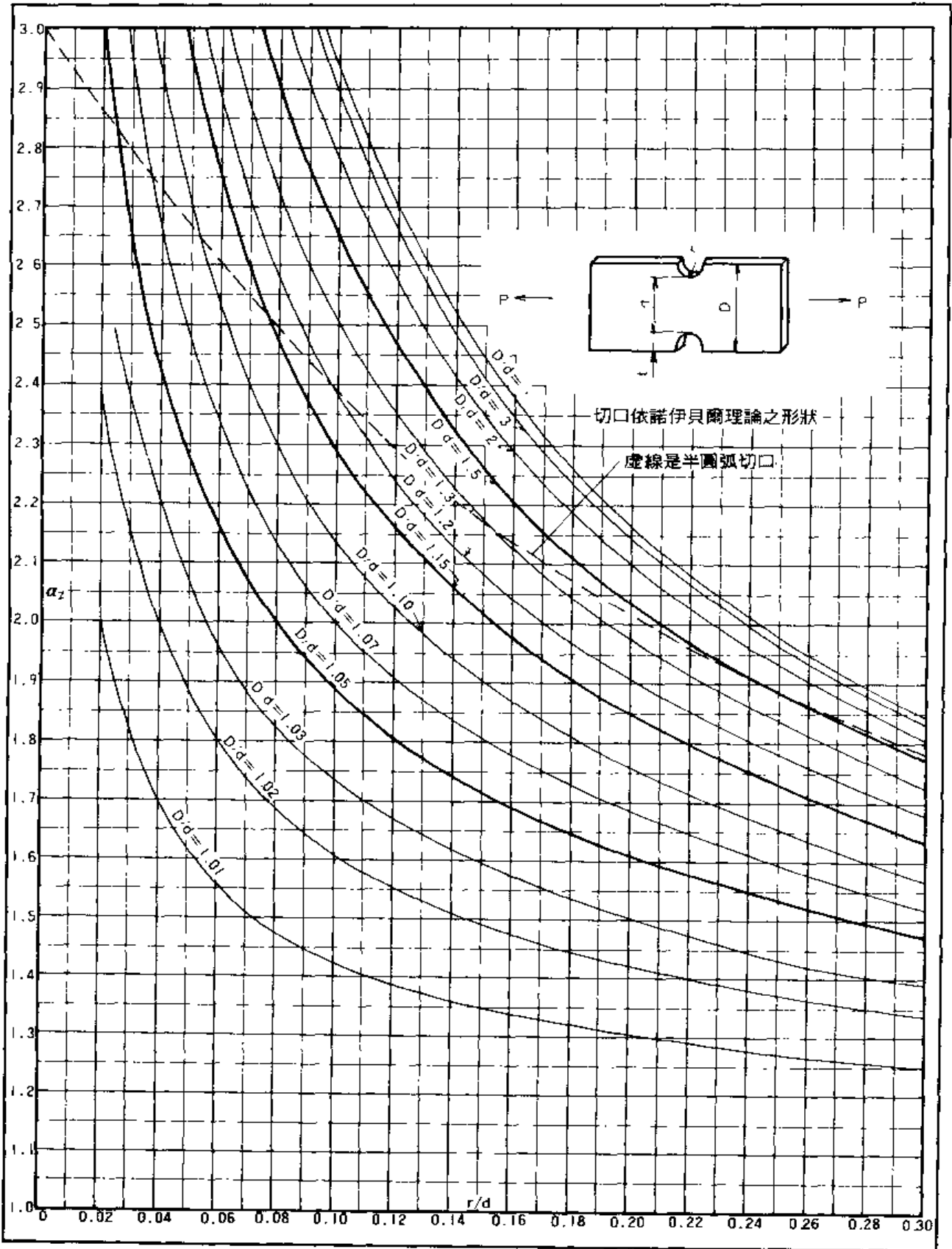
解 說

上圖所示乃鑽有短軸 a 長軸 b 的橢圓孔之無限長平板，在垂直板面方向彎曲時之形狀係數 α_b 。



解 說

上圖所示乃階梯形平板之拉張形狀係數 α_2 。

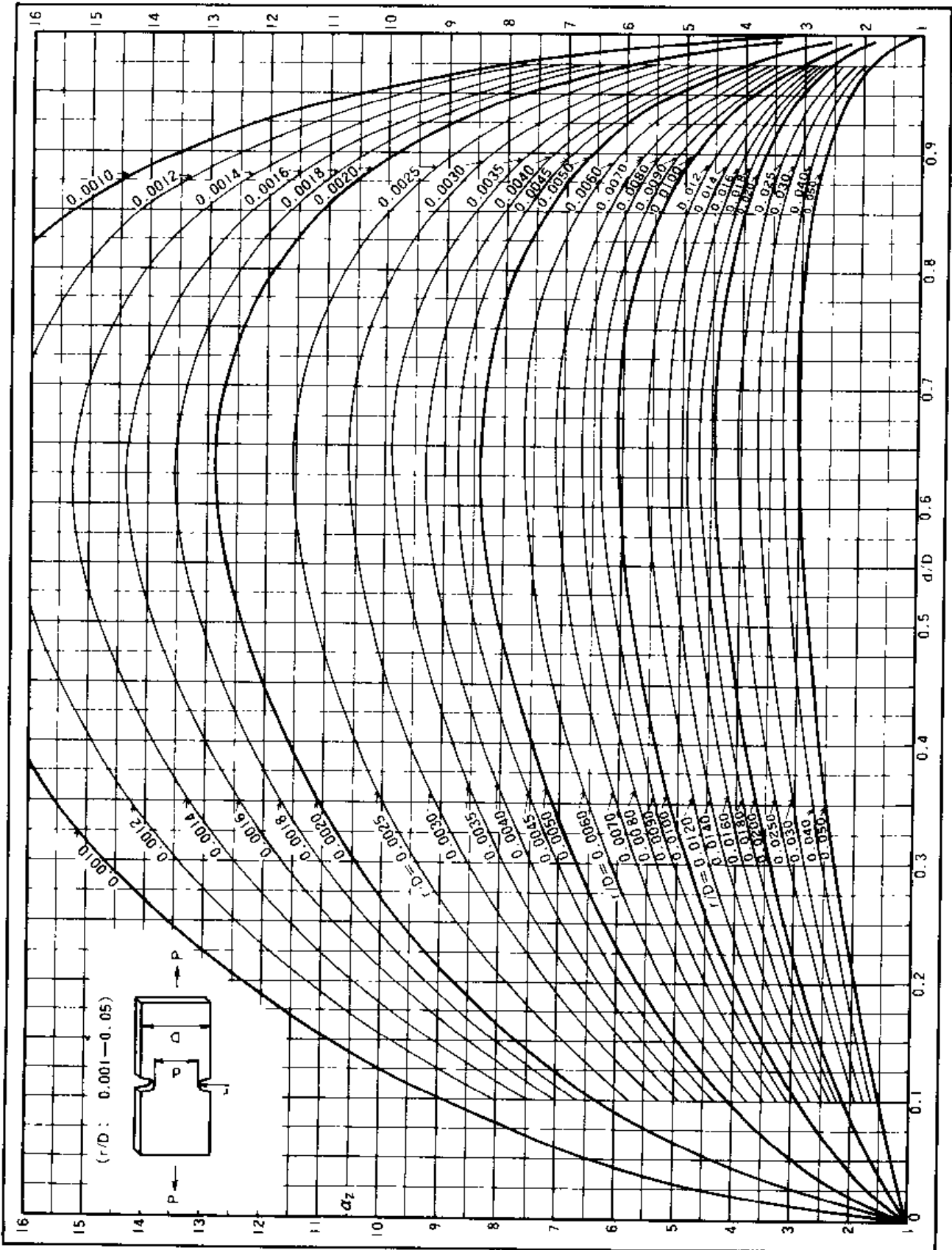


解 說

上圖所示乃附圓弧切口的平板之拉張形狀係數 α_2 ，又虛線是 $r=t$ 時之拉張形狀係數 α_7 。

I-1-30

有圓弧形切口的板條之拉張形狀係數 $\alpha_z(2)$

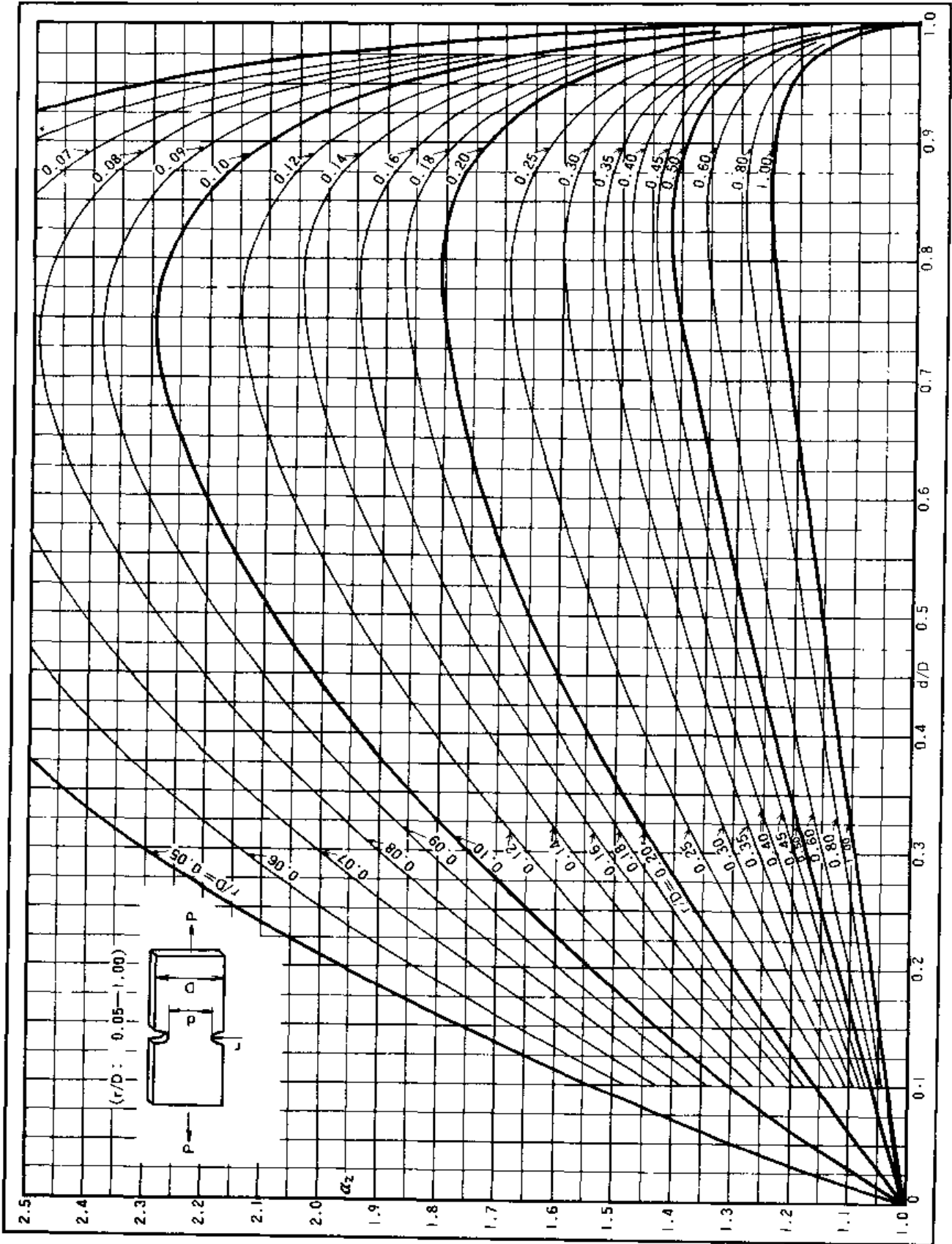


解 說

上圖所示乃 $r/D=0.001\sim 0.05$ 的附圓弧切口之平板，拉張時之形狀係數 α_z 。

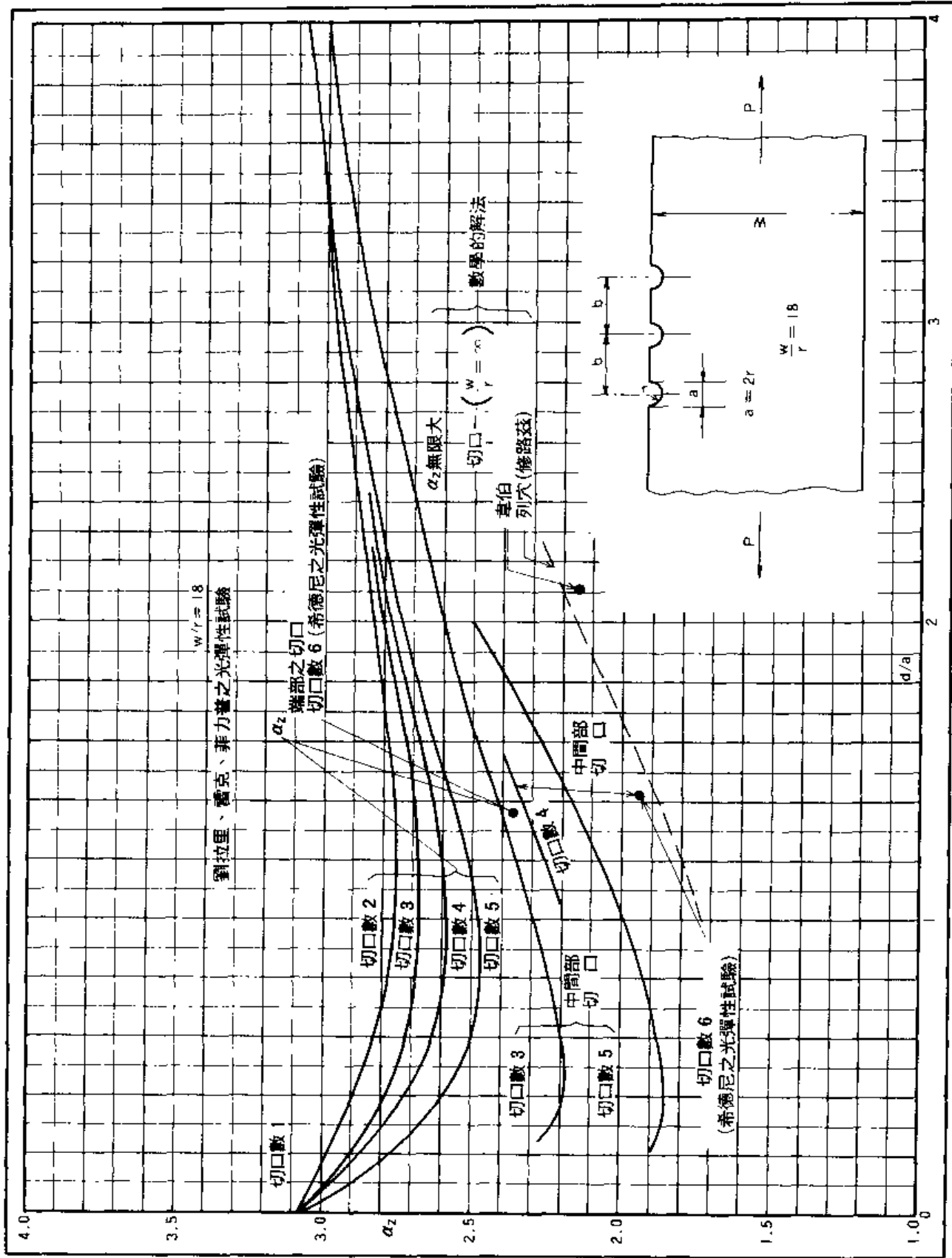
I-1-31

有圓弧形切口的板條之拉張形狀係數 $\alpha_z(3)$



解 說

上圖所示乃 $r/D=0.05\sim 1.00$ 時之拉張形狀係數 α_z 。

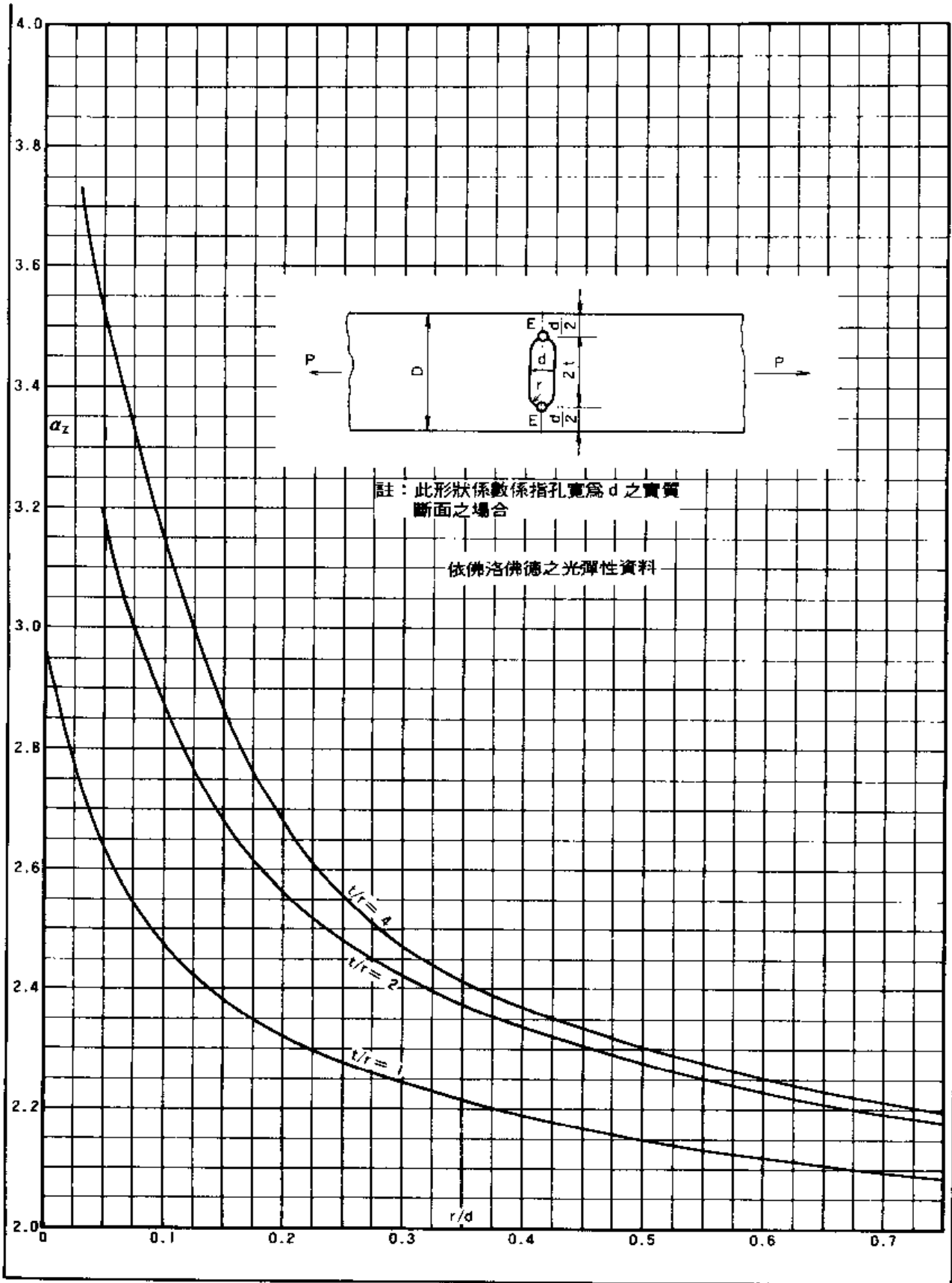


解 說

上圖所示乃附有多個等間隔 b ，切口半徑 $a/2$ 的半圓弧形切口之平板，拉張時之形狀係數 α_z 。

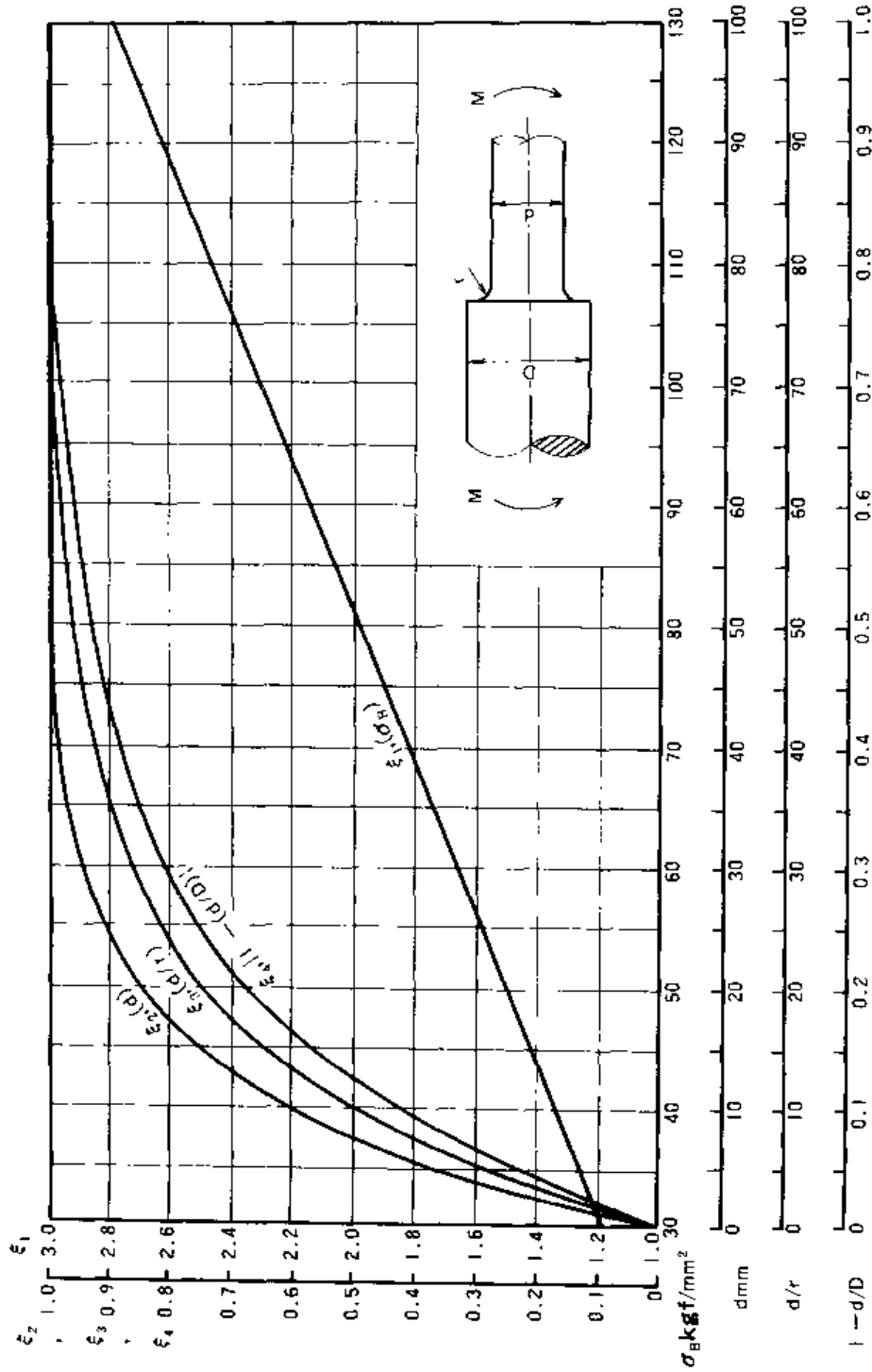
I-1-33

有細長孔的板條之拉張形狀係數 α_z



解 說

上圖所示乃附細長孔的平板之拉張形狀係數 α_z 。

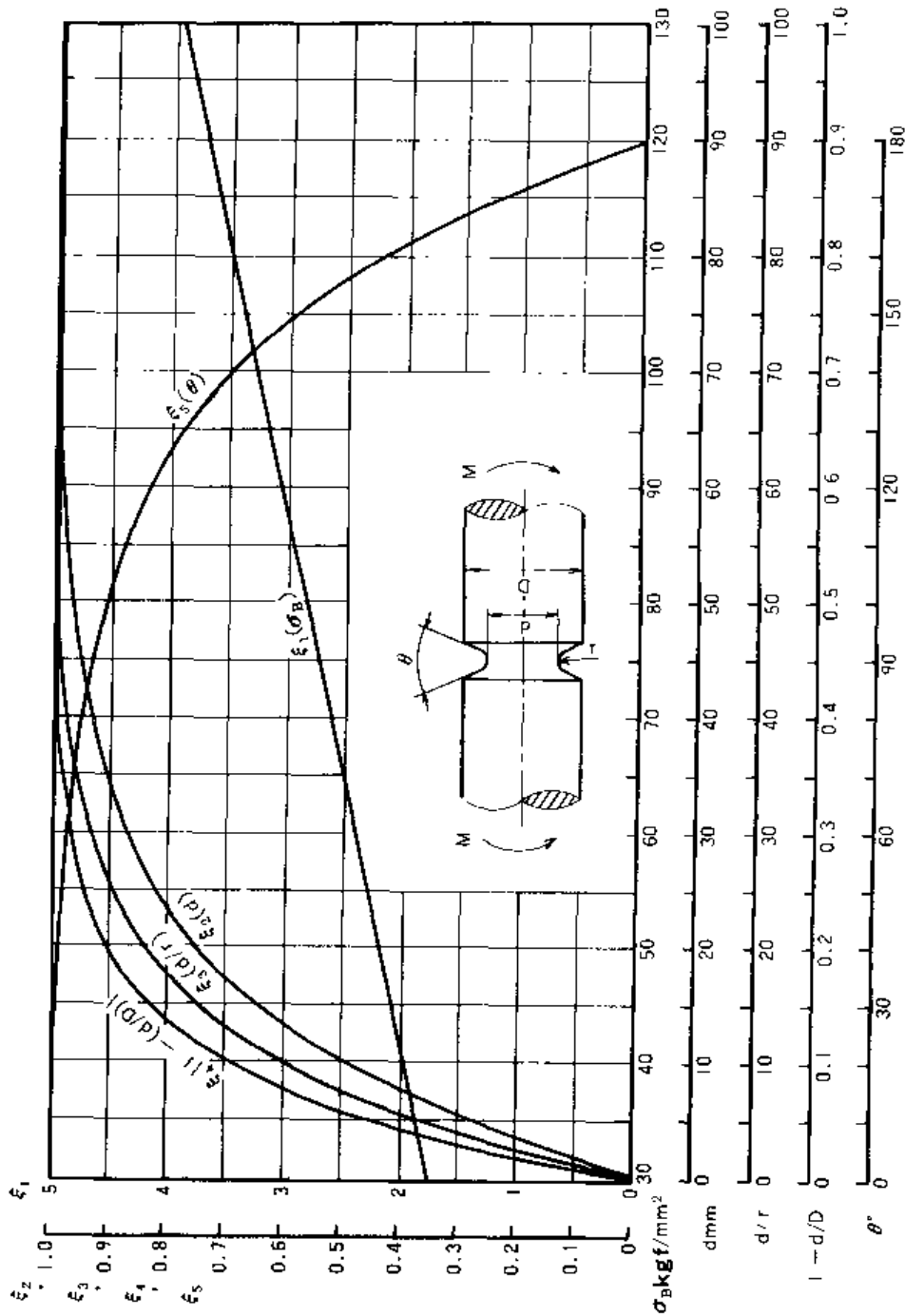


$$\beta = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4$$

$$\xi_1 = C_1 + C_2 \sigma_B, \quad \xi_2 = 1 - e^{-C_3 d^4}, \quad \xi_3 = 1 - e^{-C_4 r}, \quad \xi_4 = 1 - e^{-C_5 (D-d)^3}, \quad C_1 = 0.71, \quad C_2 = 0.016, \quad C_3 = 0.10, \quad C_4 = 0.070, \quad C_5 = 5.75, \quad \sigma_B: \text{抗拉強度 kgf/cm}^2$$

解 說

上圖與表乃用於求取階梯形圓棒旋轉彎曲時之切口係數 β_b 。切口係數 β_b 之求法乃依材料之抗拉強度及各部尺寸比，由圖表中讀取 $\xi_1 \sim \xi_4$ 之值，再將此值代入 $\beta = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4$ 之式中計算求得。

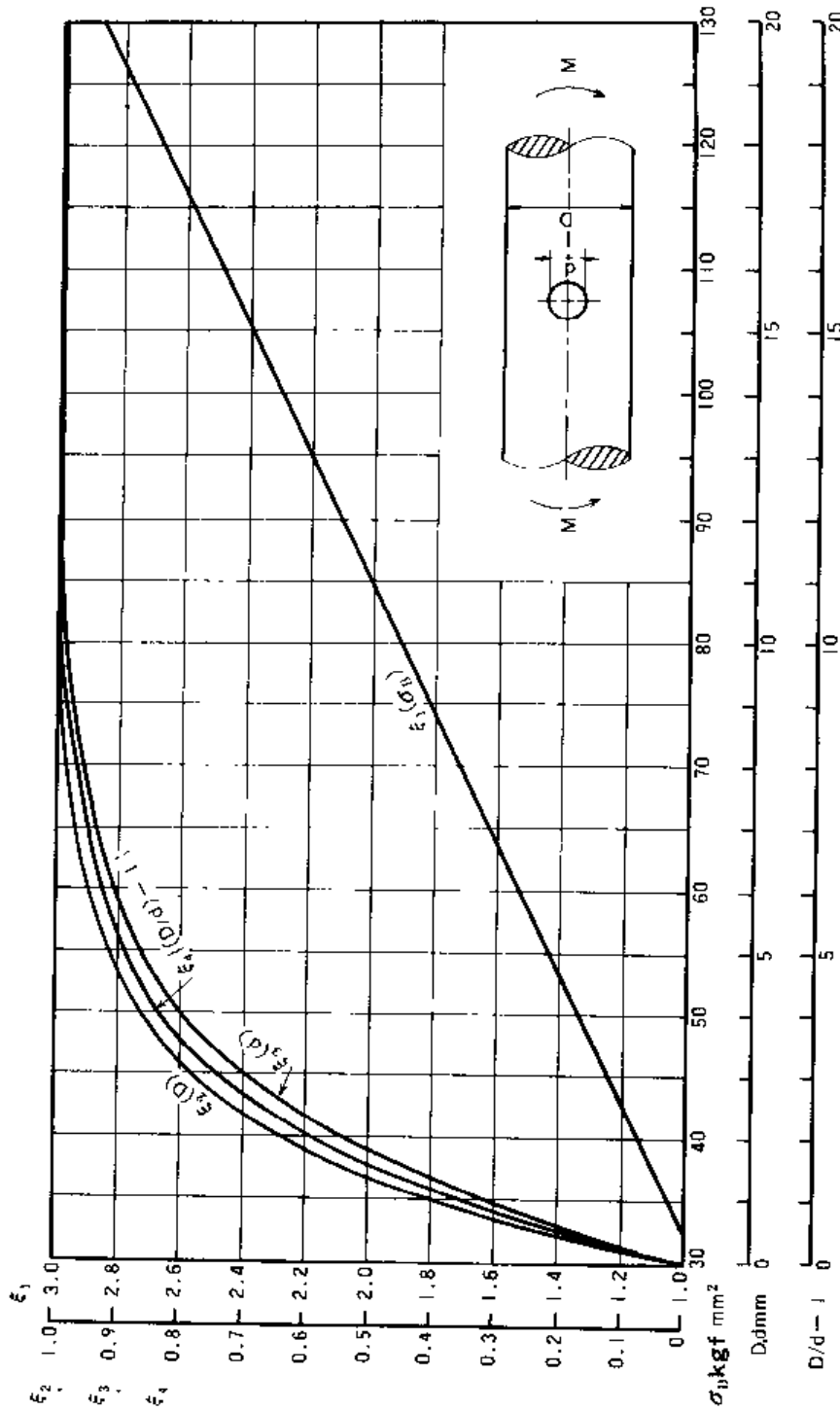


$$\beta = 1 \cdot \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4 \xi_5$$

$\xi_1 = C_1 + C_2 \sigma_B$, $\xi_2 = 1 - e^{-C_3 d}$, $\xi_3 = 1 - e^{-C_4 d/r}$, $\xi_4 = 1 - e^{-C_5 d/D}$, $\xi_5 = 1 - e^{-C_6 (\sigma_B)}$,
 $C_1 = 1.1$, $C_2 = 0.022$, $C_3 = 0.007$, $C_4 = 0.095$, $C_5 = 1.2$, $C_6 = 1.7$, σ_B : 抗拉強度 kgf/mm^2

解 說

上圖與表用於求取附V形環狀槽之鋼鐵製圓棒，旋轉彎曲時之切口係數 β_b 。其求法與 I-2-1 相同。

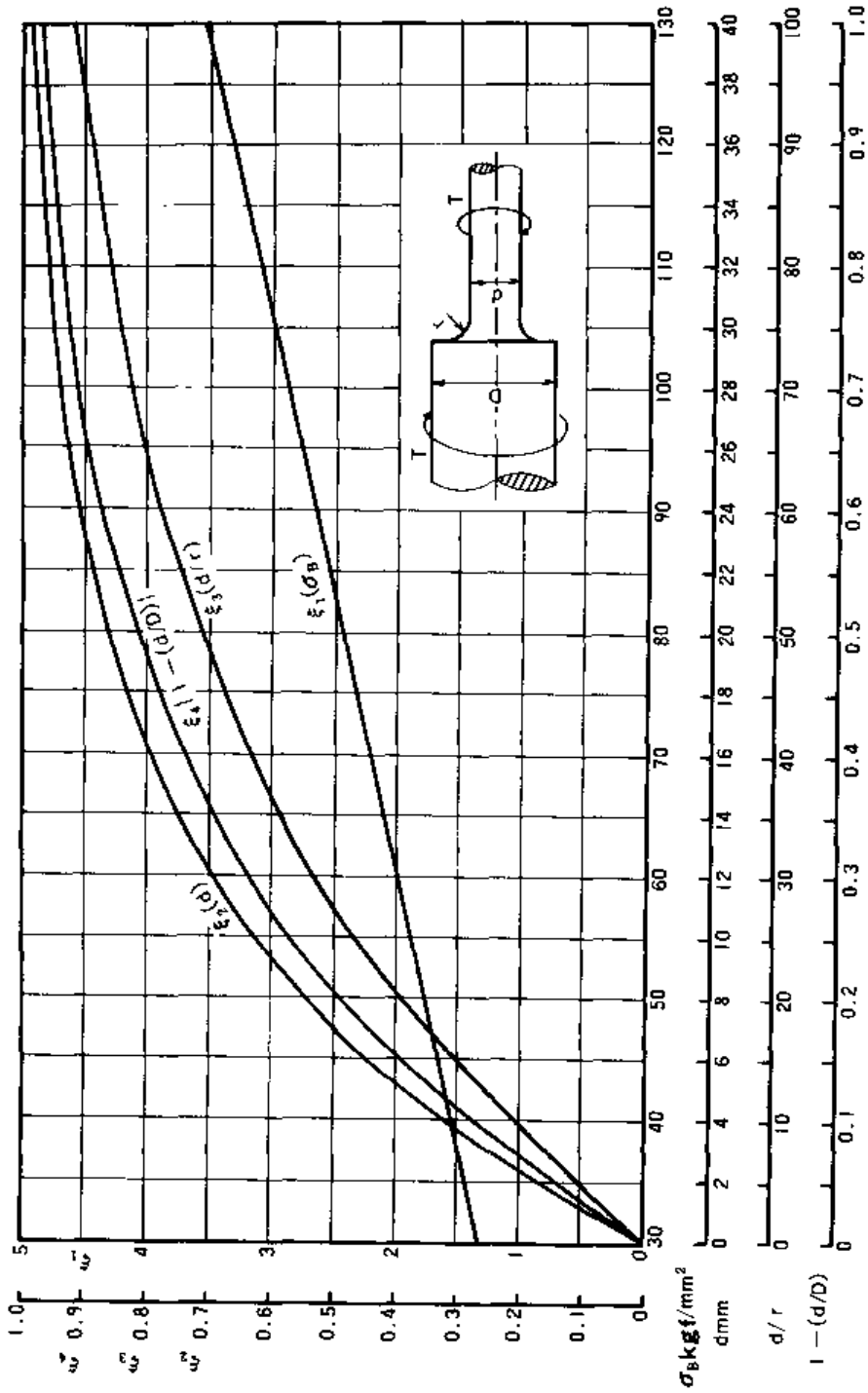


$$\beta = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4$$

$\xi_1 = C_1 + C_2 \sigma_B$, $\xi_2 = 1 - e^{-C_3 d}$, $\xi_3 = 1 - e^{-C_4 d}$, $\xi_4 = 1 - e^{-C_5 (D/d - 1)}$, $C_1 = 0.40$,
 $C_2 = 0.019$, $C_3 = 0.50$, $C_4 = 0.40$, $C_5 = 0.45$, σ_B : 抗拉強度 kgf/mm²

解 說

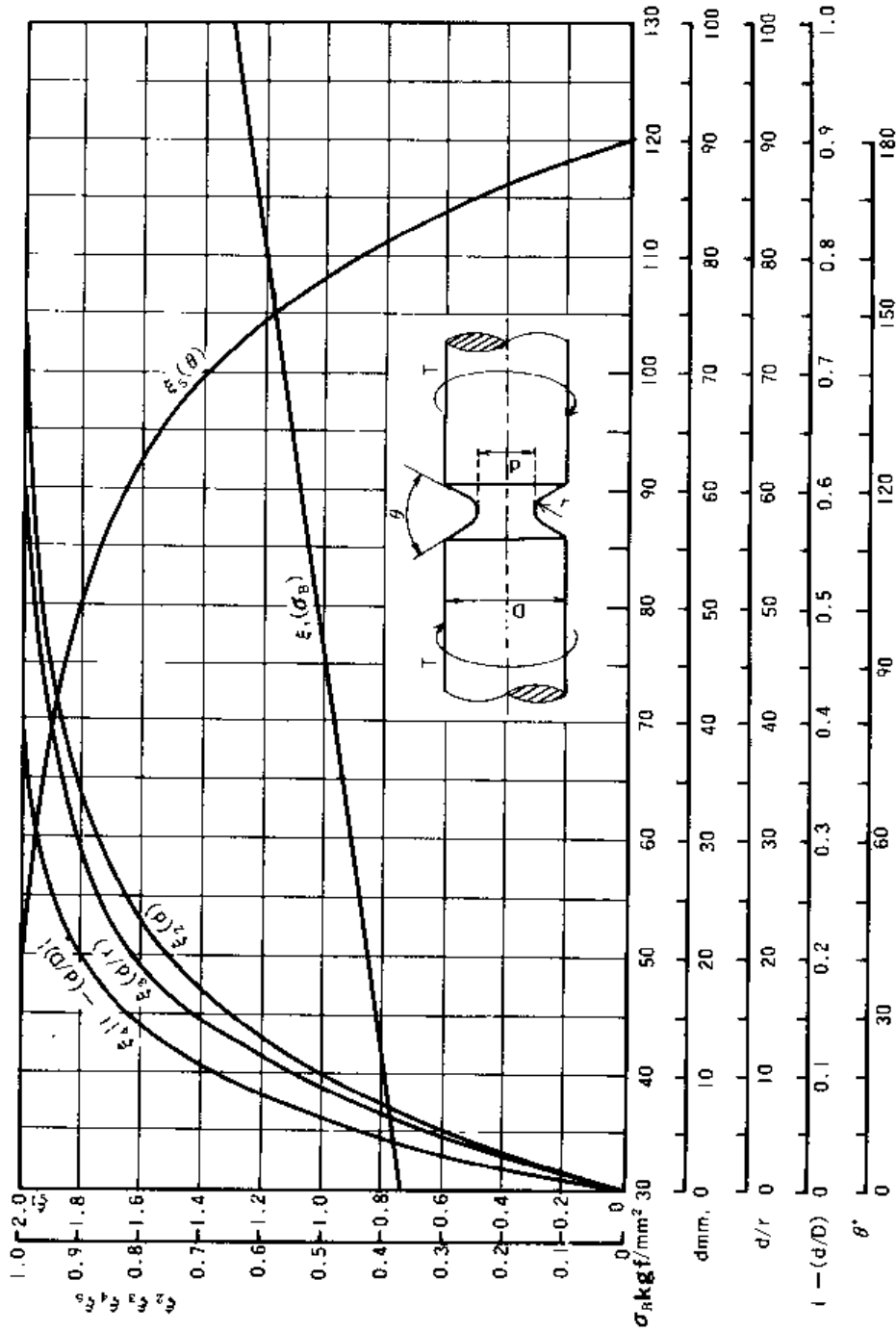
上圖與表用於求取，垂直軸線方向鑽有圓孔之圓棒(碳素鋼及合金鋼)旋轉彎曲時之切口係數 β_b ，其求法與 I-2-1 相同。



$$\beta = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4, \quad \xi_1 = C_1 + C_2 \sigma_B, \quad \xi_2 = 1 - e^{-C_3 d^4}, \quad \xi_3 = 1 - e^{-C_4 r}, \quad \xi_4 = 1 - e^{-C_5 (D-d)/D}, \quad C_1 = 0.63, \\ C_2 = 0.0227, \quad C_3 = 0.10, \quad C_4 = 0.025, \quad C_5 = 3.4, \quad d, D, \text{ mm}, \quad \sigma_B: \text{抗拉強度 } \text{kgf/mm}^2$$

解 說

上圖與表所示乃階梯形鋼製圓棒之雙振扭曲切口係數 β_τ 。由材料抗拉強度 σ_B 及尺寸比讀取 $\xi_1 \sim \xi_4$ 值，再將其代入 $\beta = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4$ 式中，求得切口係數 β_τ 。

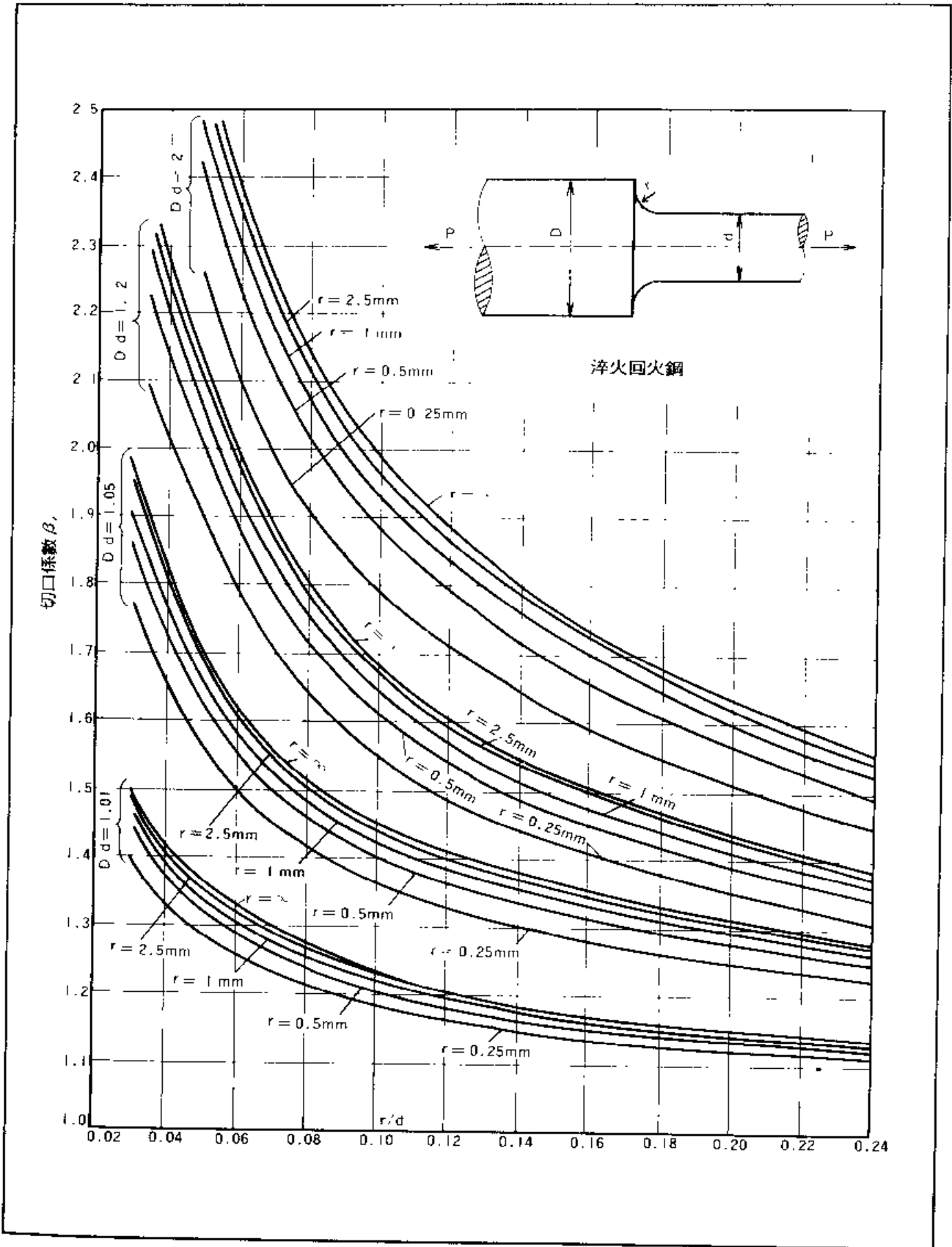


$$\beta = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4 \xi_5, \quad \xi_1 = C_1 + C_2 \sigma_B, \quad \xi_2 = 1 - e^{-C_3 d}, \quad \xi_3 = 1 - e^{-C_4 d/r}, \quad \xi_4 = 1 - e^{-C_5 (1-d/D)}, \quad \xi_5 = 1 - e^{-C_6 (\pi - \theta)}$$

$$C_1 = 0.57, \quad C_2 = 0.0057, \quad C_3 = 0.070, \quad C_4 = 0.082, \quad C_5 = 12, \quad C_6 = 1.7, \quad d, \quad D, \quad \text{mm}, \quad \sigma_B: \text{抗拉強度 kgf/mm}^2$$

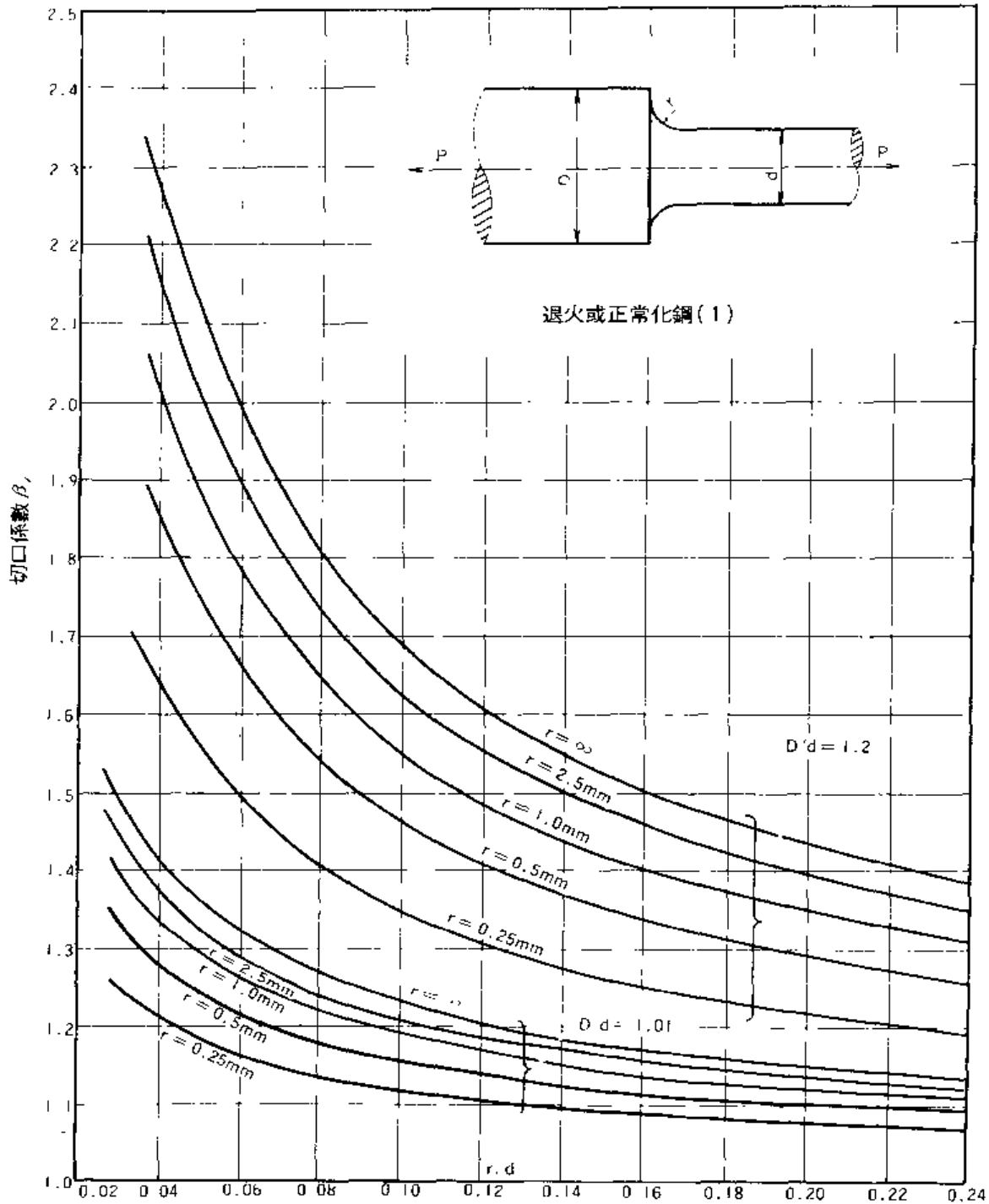
解 說

上圖與表所示乃V形環狀槽圓棒之雙振扭曲切口係數 β_τ 。切口係數 β_τ 之求法乃依 σ_B 及尺寸比，由圖表中讀取 $\xi_1 \sim \xi_5$ ，再將此值代入 $\beta = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4 \xi_5$ 式中，求得。



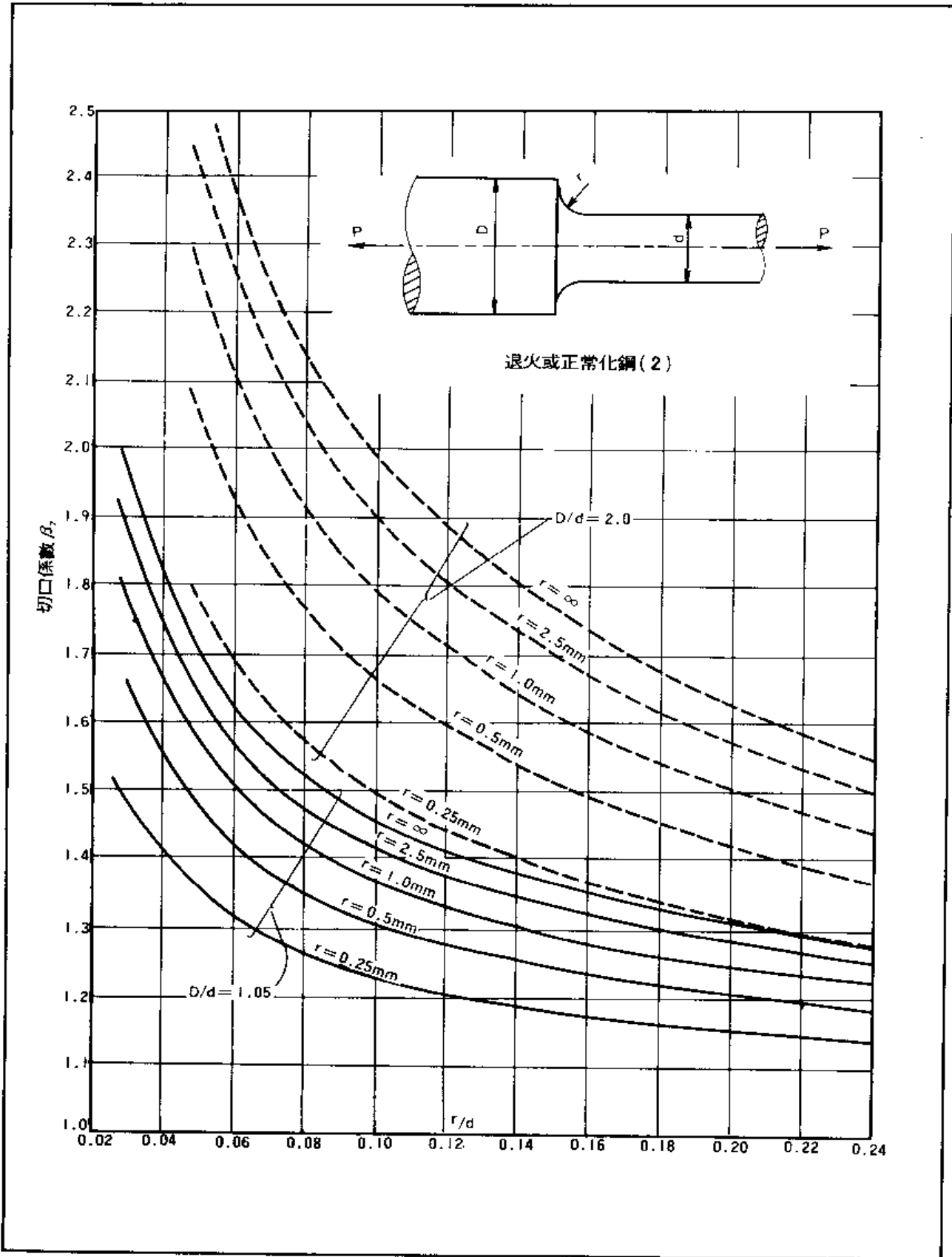
解 說

上圖所示乃階梯形淬火回火鋼圓棒之拉張切口係數 β_2 。



解 說

上圖所示乃退火或正常化鋼的階梯形圓棒之拉張切口係數 β 。

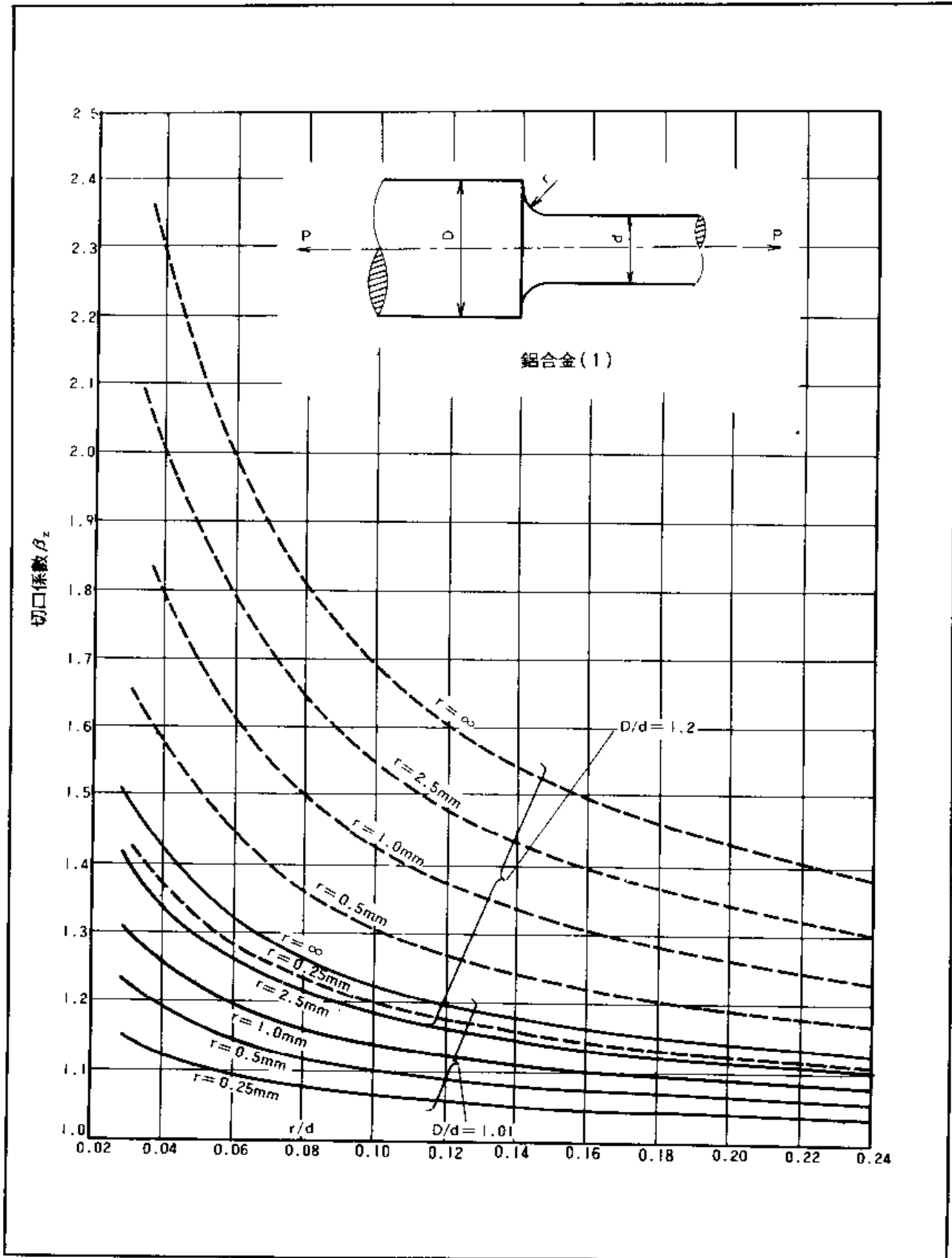


解 說

上圖所示與 I-2-7 相同，唯 $D/d=1.05$ 及 2.0 時之拉張切口係數 β_k 。

I-2-9

階梯形圓棒之拉張切口係數 β_z (鋁合金(1))

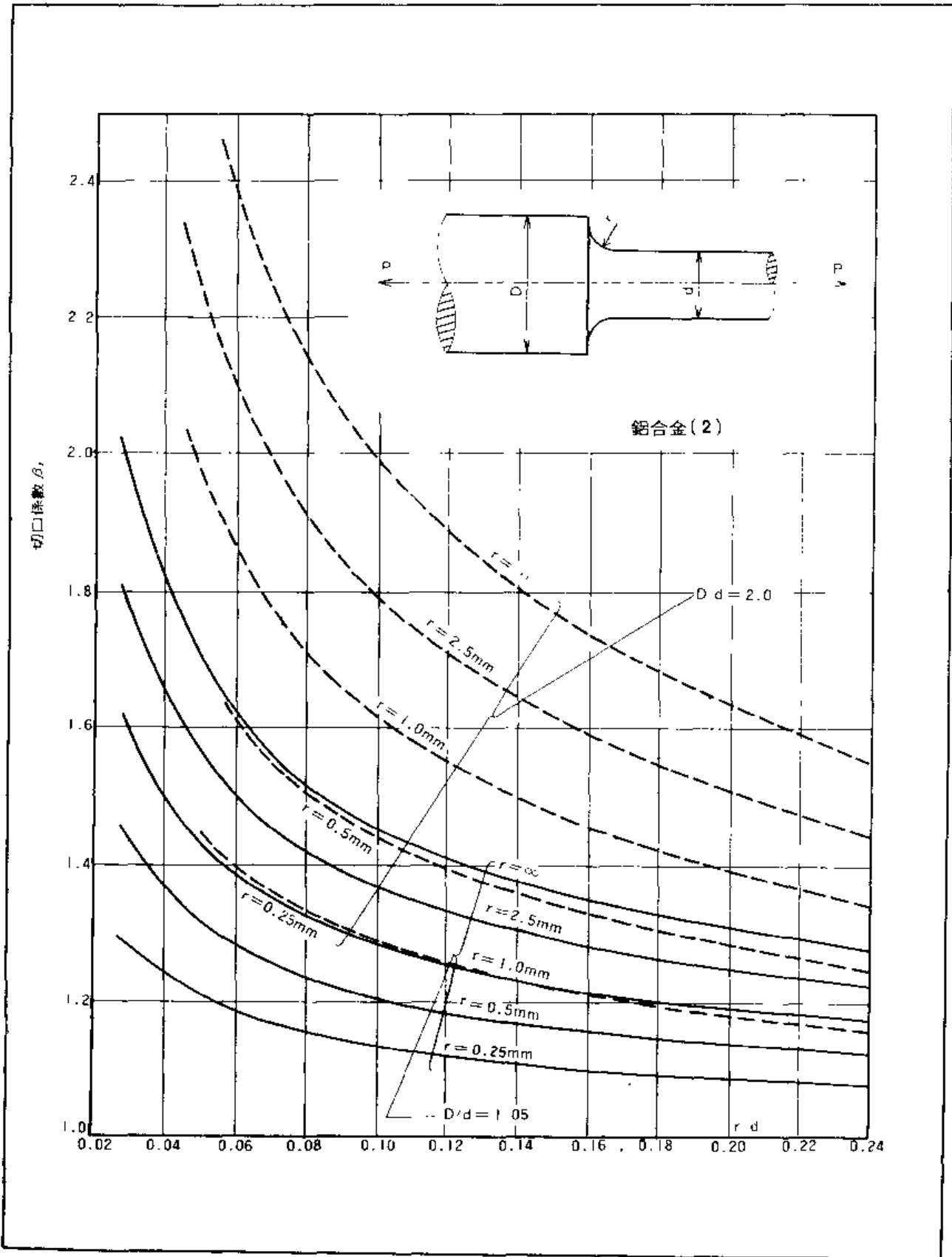


解 說

上圖所示乃階梯形鋁合金圓棒之拉張切口係數 β_z 。

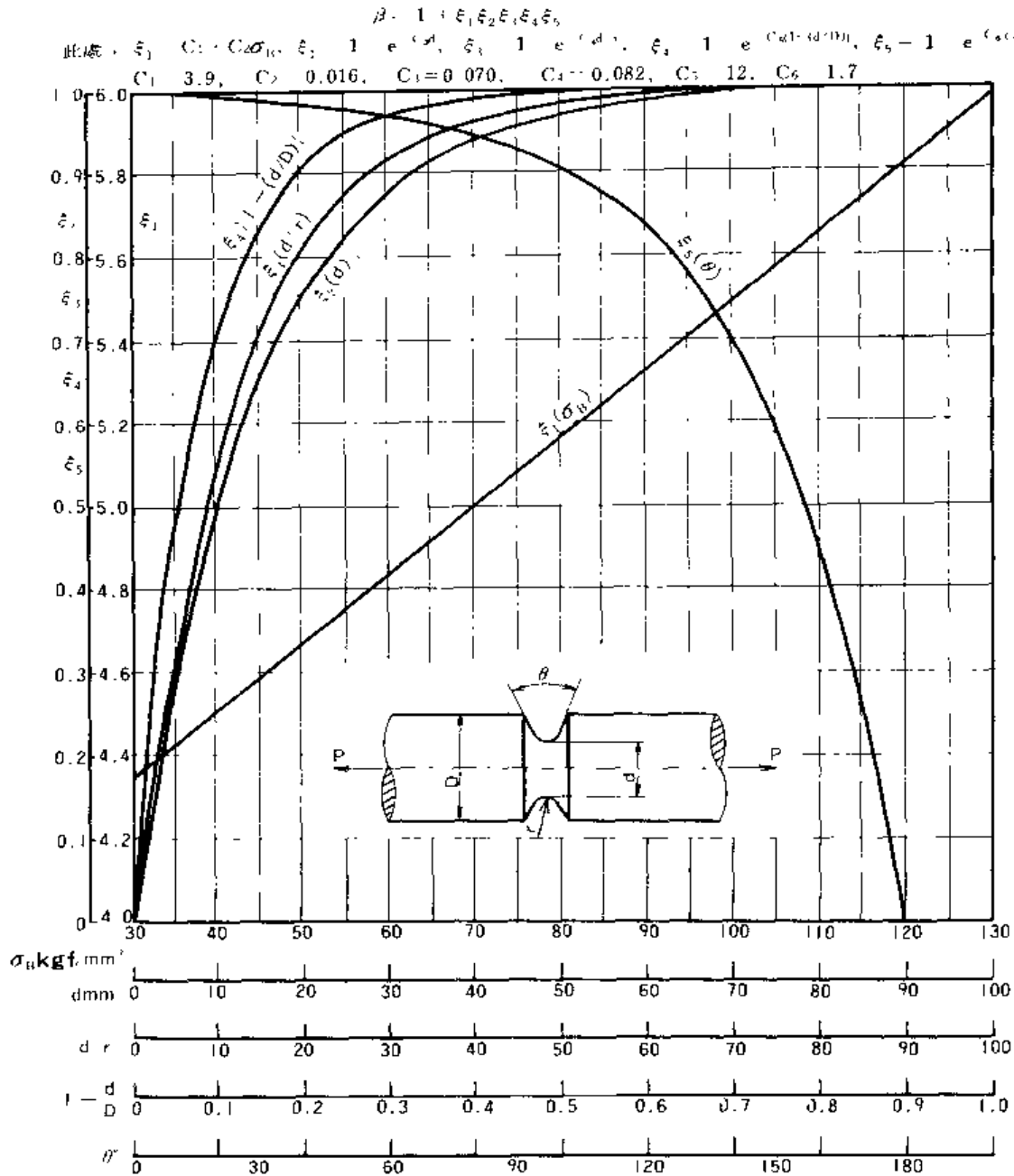
I-2-10

階梯形圓棒之拉張切口係數 β (鋁合金(2))



解 說

上圖所示與 I-2-9 相同，唯 $D/d = 1.05$ 或 2.0 時之拉張切口係數 β 。



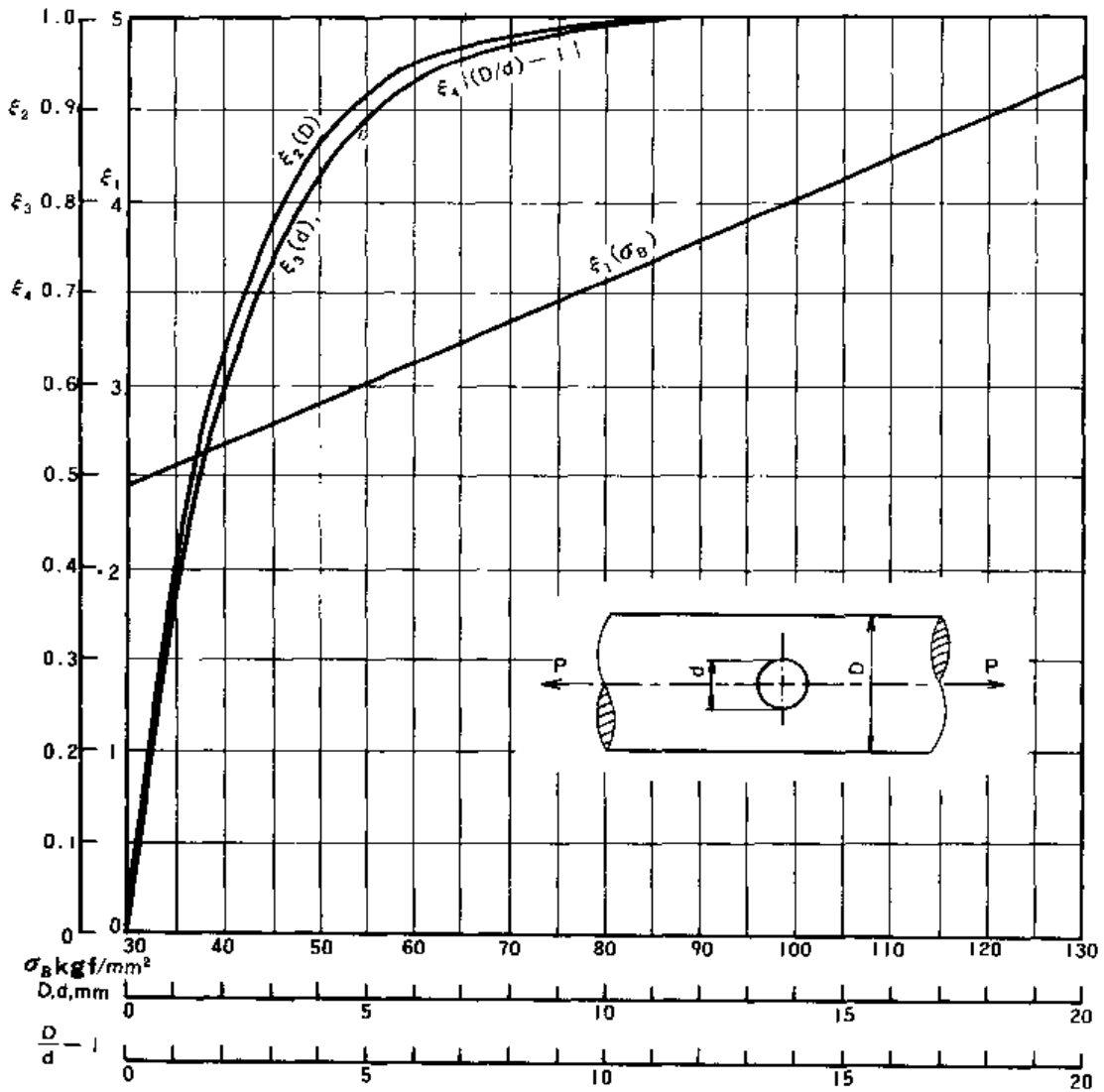
解 說

上圖與表所示乃附V形環狀槽圓棒之拉張壓縮切口係數 β_z 。切口係數 β_z 之求法乃依材料抗拉強度 σ_B 及各尺寸比, 由圖表中讀取 $\xi_1 \sim \xi_5$ 之數值, 再將此值代入 $\beta = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4 \xi_5$ 式中求得。

$$\beta = 1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3 \varepsilon_4$$

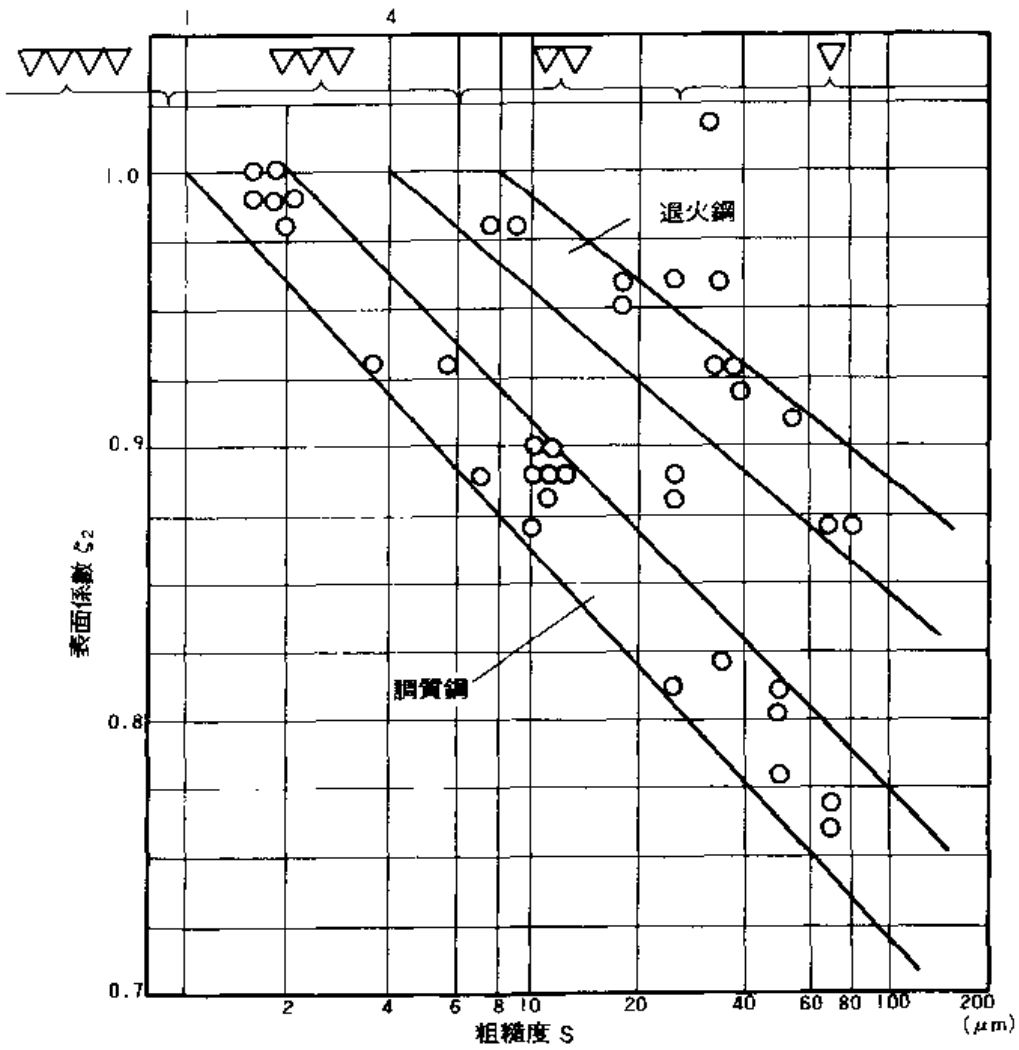
此處， $\varepsilon_1 = C_1 + C_2 \sigma_B$ ， $\varepsilon_2 = 1 - e^{-C_3 D}$ ， $\varepsilon_3 = 1 - e^{-C_4 d}$ ， $\varepsilon_4 = 1 - e^{-C_5 (D/d - 1)}$ ，

$C_1 = 1.8$ ， $C_2 = 0.022$ ， $C_3 = 0.50$ ， $C_4 = 0.46$ ， $C_5 = 0.465$ ， σ_B ：材料之抗拉強度(kgf/mm²)



解 說

上圖與表用於求取垂直軸線方向鑽有圓孔的圓棒之拉張壓縮切口係數 β_2 。切口係數 β 之求法乃依 σ_B 及尺寸比，由圖表中查出 $\varepsilon_1 \sim \varepsilon_4$ 之數值，再將此值代入 $\beta = 1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3 \varepsilon_4$ 式中計算求得。

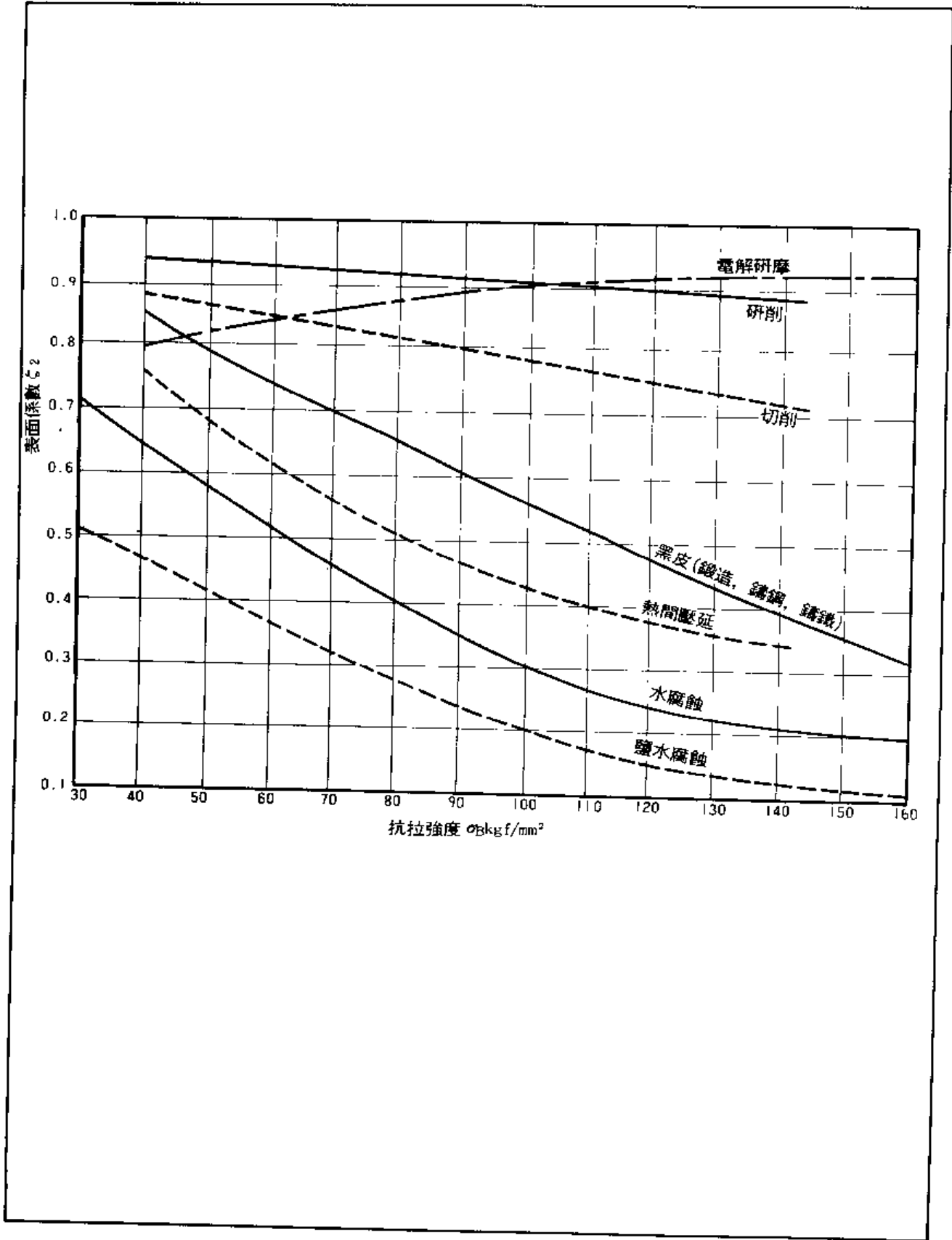


解 說

上圖所示乃退火鋼及調質鋼之表面粗糙度 S 與表面係數 ζ_2 之關係。表面係數 ζ_2 乃是任意表面粗糙度 S 的材料的疲勞限度除以表面粗糙度 1μ 以下的試片的疲勞限度之比值。

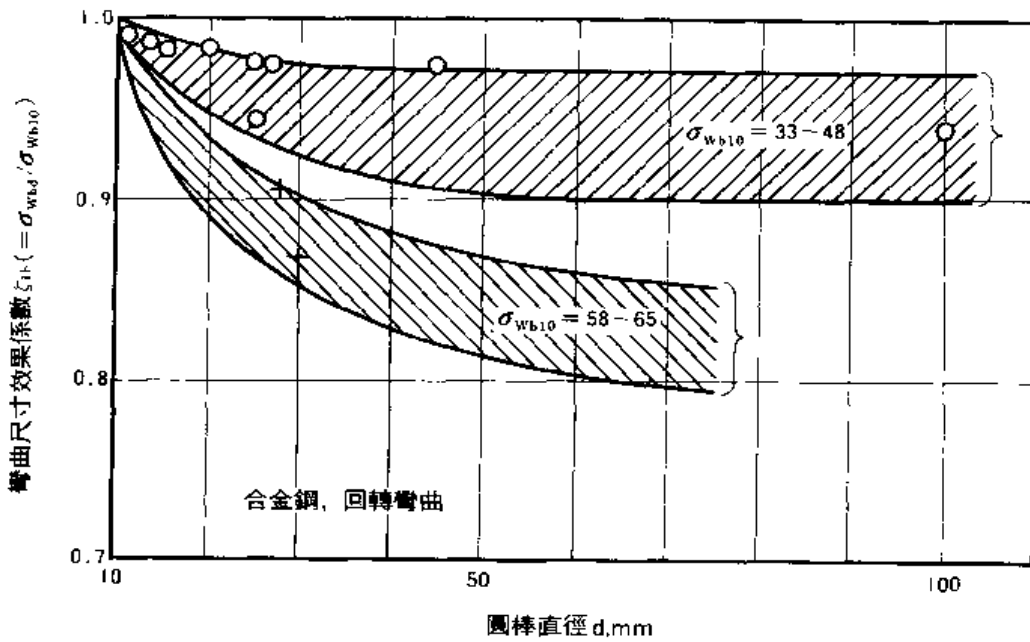
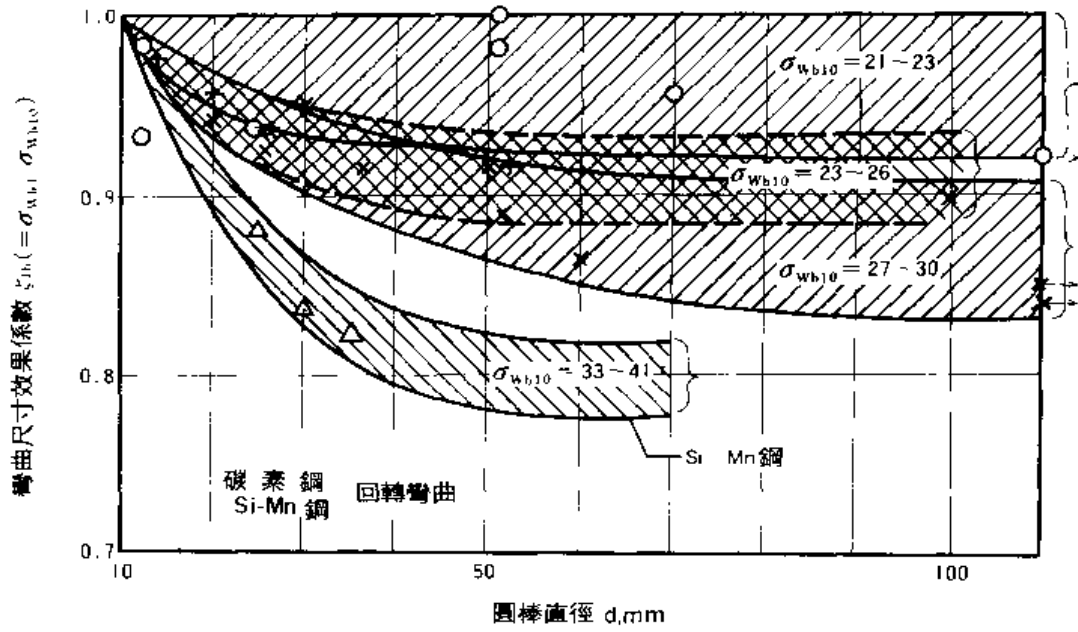
I-3-2

取決於精加工法之表面係數 ζ_2



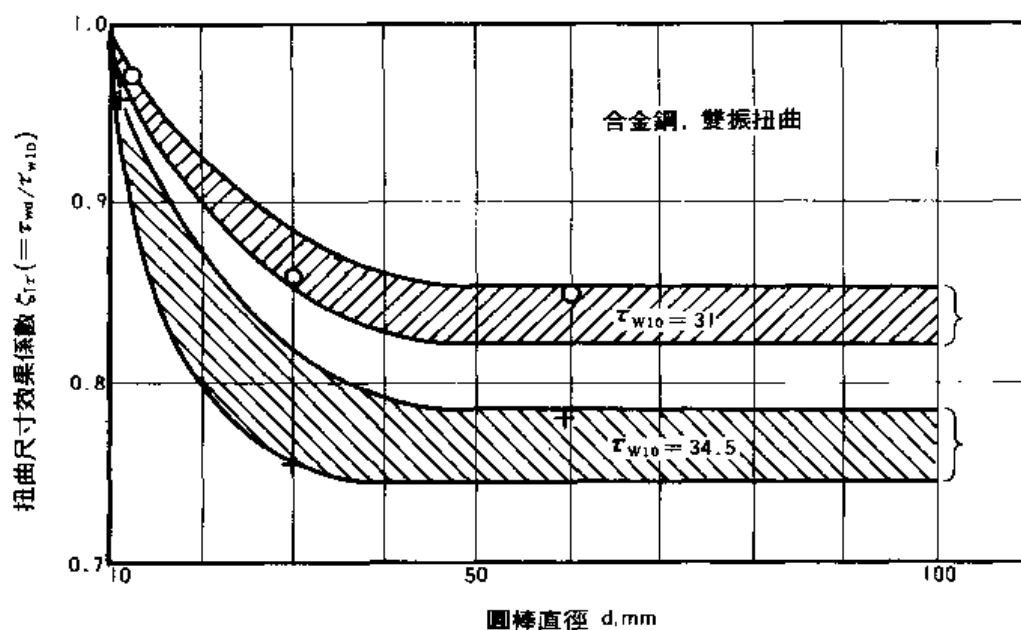
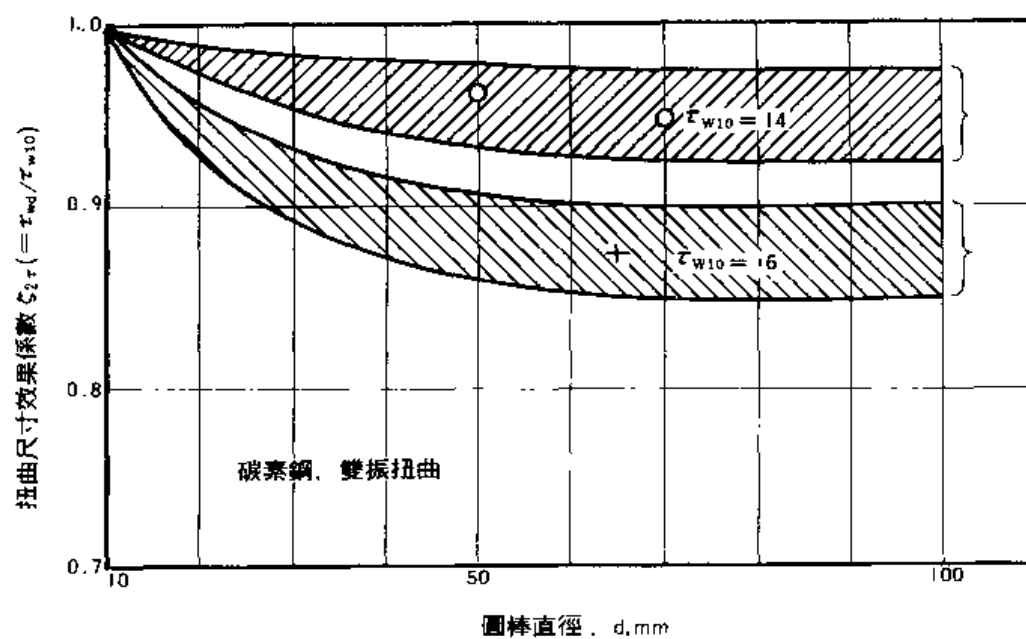
解 說

上圖所示乃表面精加工法和腐蝕造成之表面係數 ζ_2 。



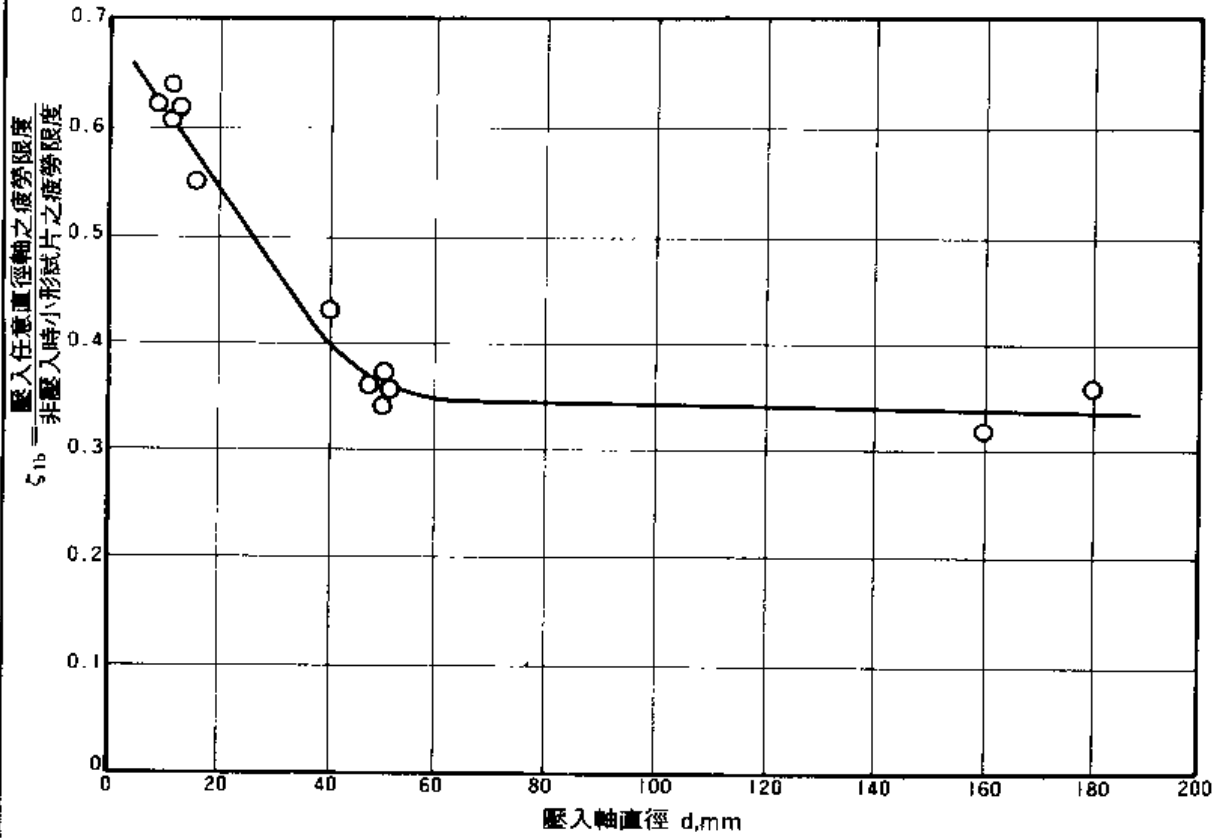
解 說

上圖所示乃碳素鋼及合金鋼之平滑圓棒之回轉彎曲尺寸效果係數 ζ_{1b} 。又所謂尺寸效果係數 ζ_{1b} 乃是任意直徑之平滑試片之疲勞限度 σ_{wb} 與直徑 10mm 之平滑試片之疲勞限度 σ_{wb10} 之比值。



解 說

上圖所示乃碳素鋼及合金鋼之平滑圓棒，雙振扭曲時之尺寸效果係數 $\zeta_{1\tau}$ 。 τ_{wd} 是任意直徑之平滑圓棒之剪斷疲勞強度。 τ_{w10} 則是直徑 10 mm 之平滑圓棒之剪斷疲勞強度。



解 說

上圖所示乃壓入任意直徑之圓棒，旋轉彎曲時之尺寸效果係數 ζ_{1b} 。



II

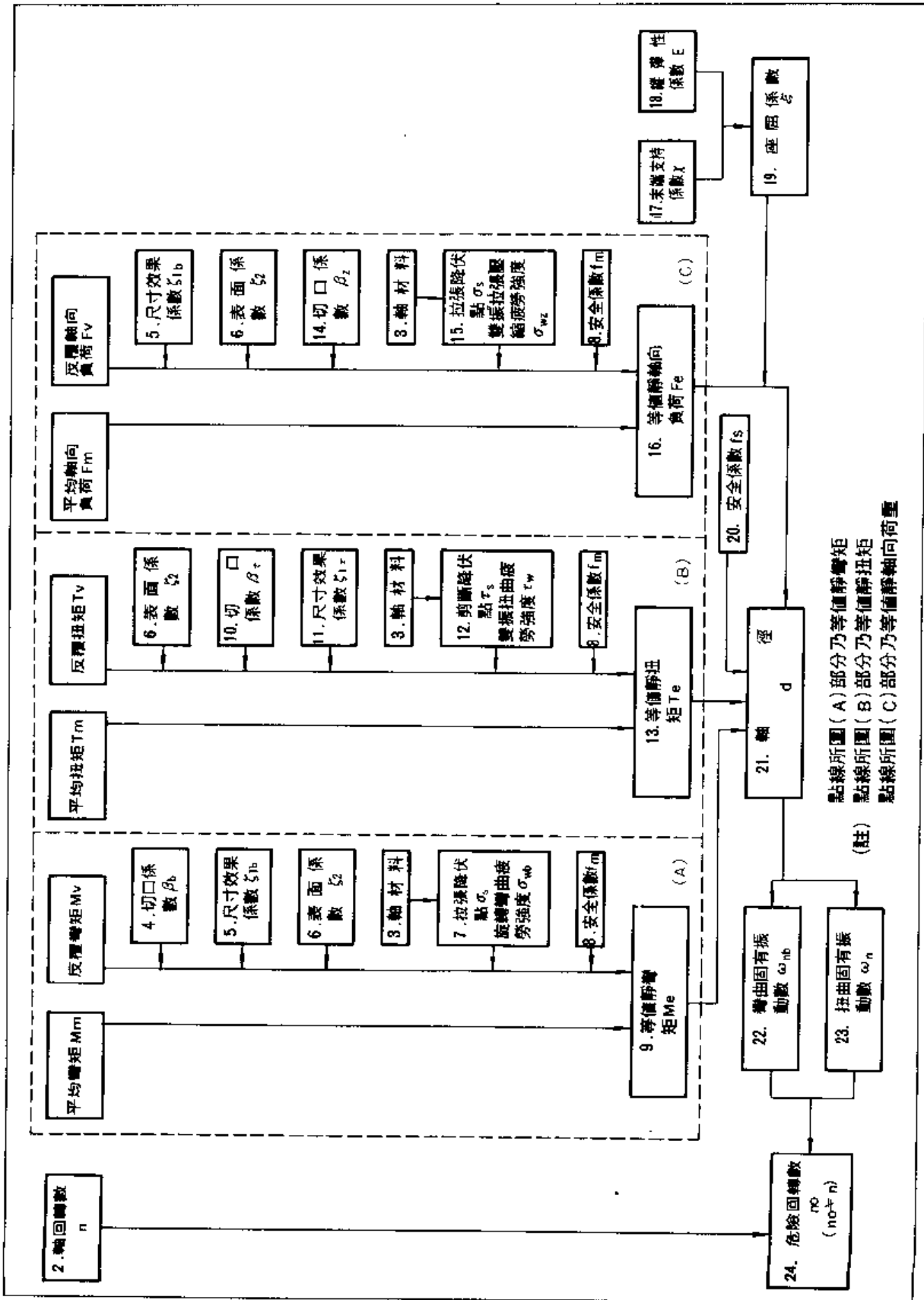
軸

II-1 取決於疲勞強度之軸設計

II-2 取決於剛性之軸設計

II-3 軸之JIS規格

II-4 實例



依使用機械的目的，軸所表現之機能不同，即軸必須符合下列三項要求。

- (A) 具充分的耐疲勞強度。
- (B) 為避免回轉軸之共振，常用回轉數應遠離危險轉數之 $\pm 20\%$ 以上。
- (C) 對彎曲或扭曲應具有相當之剛性。

在 II-1 裡，將依 (A)，(B) 條件，把軸設計之方法以流程圖表示出來。

又依 (C) 條件的軸設計方法，將在 II-2 之流程圖中表示。

依外加負荷的方法，可將軸分類如表 II-1。

表 II-1 軸之分類

名稱	主要的外在負荷
車 軸	支持車輪等回轉體，承受彎曲作用。
傳 動 軸	將動力以回轉力矩方式接受，再將其傳送到其他機械，因此所承受者屬扭曲力矩。
螺旋槳軸	承受彎曲、扭曲、拉張壓縮等二種或二種以上之負荷。
主軸或心軸	承受扭曲作用之短軸。
撓 曲 軸	撓曲軸有軸本身具有撓性者雖和軸本身屬剛體因接頭部份之構造使持有撓性者兩種。上述之任一種撓曲軸都是接受回轉力矩並將其傳送至其他機械，所以所承受者屬於扭曲負荷。

1. 軸之形式

軸有真直軸，彎曲軸，實心軸和空心軸，斷面一樣的軸和階梯形軸，又依斷面形狀分有圓軸、栓槽軸。栓槽軸依圖 1-5 所示漸開線齒條的流程圖設計。

2. 軸回轉數n (r.p.m)

以電動機為動力源時，電動機之全負荷回轉數等於輸入軸之回轉數n，此回轉數若經齒輪列減速時，則軸之回轉數n'等於輸入軸之回轉數與減速比之積。

3. 軸之材料與其抗拉強度 σ_B (kgf/mm²)

表II-2所示乃用於軸之主要金屬材料及其抗拉強度之下限值 σ_B 。

表II-2 使用於軸之主要材料(1)

σ_B : 材料之抗拉強度下限(kgf/mm²)

JIS	名稱	JIS 記號	σ_B	適用	
G3445	機械構造用 碳素鋼鋼管	STKM 11A	30	印刷用滾筒	
		STKM 12A	35	紡織機用滾筒	
		STKM 12B	40	螺旋槳軸，轉向系統	
		STKM 12C	48		
		STKM 13A	38	螺旋槳軸，紡織機用滾筒	
		STKM 13B	45	螺旋槳軸，轉向系統	
		STKM 13C	52	螺旋槳軸	
		STKM 14A	42	轉向系統	
		STKM 14B	51		
		STKM 14C	56		
		STKM 15A	48	螺旋槳軸	
		STKM 15C	59	螺旋槳軸	
STKM 16A	52	閘搖軸，轉向系統			
STKM 16C	63	螺旋槳軸，鑽探桿			
G4051	機械構造用 碳素鋼鋼材	S35C	52	軸，桿	
		S40C	55	軸，曲軸，連接棒	
G4102	鍍鉻鋼材	SNC 1	75	曲軸，軸類	中力
		SNC 2	85		
		SNC 3	95	軸類	
		SNC21	80	凸輪軸	強力
SNC22	100				
G4103	鍍鉻鉍鋼材	SNCM 1	85	曲軸，軸類，連接棒	
		SNCM 2	95	曲軸，軸類，軸類	
		SNCM 5	110	軸類	
		SNCM 6	90		
		SNCM 7	100		
		SNCM 8	100		
SNCM 9	105	軸類			

表II-2 使用於軸之主要材料(2)

σ_B : 材料之抗拉強度下限(kgf/mm²)

JIS	名稱	JIS 記號	σ_B	適 用
G4103	鎳鉻鉍鋼	SNCM21	85	軸類
		SNCM22	90	滾動軸承
		SNCM23	100	
		SNCM25	110	
		SNCM26	120	強力軸類
G4101	鉻 鋼	SC, 2	80	臂類
		SC, 3	90	
		SC, 4	95	
		SC, 5	100	臂、軸類
		SC, 21	80	凸輪軸
		SC, 22	85	花鈔軸
G4105	鉻 鉍 鋼	SCM1	90	螺旋槳殼
		SCM2	85	小物軸類
		SCM3	95	栓軸類、臂類
		SCM4	100	軸類、臂類
		SCM5	105	大型軸類
		SCM21	85	軸類、活塞銷
		SCM22	95	軸類
		SCM23	100	軸類
		SCM24	105	軸類
		H3421	耐巴爾黃銅棒	1 種 NB, BE 1
2 種 NB, BE 2	35			
H3425	高力黃銅棒	1 種 HB, BE 1	45	適用熱間鍛造性佳，抗拉強度大，船舶用之螺旋槳軸、泵浦軸。
		2 種 HB, BE 2	50	
		3 種 HB, BE 3	55	
H3441	特殊鉛青銅棒	1 種 ABBF 1	60	適用於特別要求展伸度之軸。使用於要求強度、耐磨耗性、耐蝕性等車輛機械之軸。
		2 種 ABBF 2	70	
		3 種 ABBF 3	70	
H3741	磷青銅棒	硬質 PBB 1-H	35	用於要求彈性、耐腐蝕性、耐蝕性之零件、爪車軸等。
		1/2硬質 PBB 2-1/2H	40	
		硬質 PBB 2-H	45	
		1/2硬質 PBB 3-1/2H	42	
E4502	鐵路車輛用	硬質 PBB 3-H	50	鐵路車輛用主動軸及從動軸。
		1 種 SFA55	55	
		2 種 SFA60	60	
		3 種 SFA65	65	
4 種 SFAQ	60			

4. 軸發生彎曲力矩時之切口係數 β_b

附有切口的軸承受反覆負荷時，因切口效果致使應力集中部位耐疲勞強度顯著下降。

在此所述之切口係數 β_b 乃是針對軸彎曲時之切口係數，請參照 I-2 所示之切口係數，再決定其值。

一般，切口係數 β 出

$$\beta = \frac{\text{平滑試片之疲勞限度}}{\text{切口試片之疲勞限度}}$$

可求得。

圖 II-1 所示乃階梯形圓棒之回轉彎曲切口係數 β_b 。

切口係數 β_b 的求法，依材料強度與各部位尺寸比由圖表中讀取 $\xi_1 \sim \xi_4$ 再將其代入 $\beta_b = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4$

式中計算求得。例如， $D=20$ (mm)， $d=14.5$ (mm)， $B=4$ (mm)， $r=e/z=1.055$ (mm)，假定

$B \rightarrow d'$ ， $D \rightarrow \infty$

則 $\xi_1 \cdots \sigma_B = 55$ (kgf/mm²) 與 ξ_1 ，(σ_B) 曲線之交點 $\therefore \xi_1 = 1.59$

$\xi_2 \cdots d = 4$ (mm) 與 ξ_2 ，(d) 曲線之交點 $\therefore \xi_2 = 0.33$

$\xi_3 \cdots d/r = 4/1.055 = 3.79$ 與 ξ_3 (d/r) 曲線之交點 $\therefore \xi_3 = 0.22$

$\xi_4 \cdots 1 - d/D = 1$ 與 ξ_4 ， $\{1 - (d/D)\}$ 曲線之交點 $\therefore \xi_4 = 1.0$

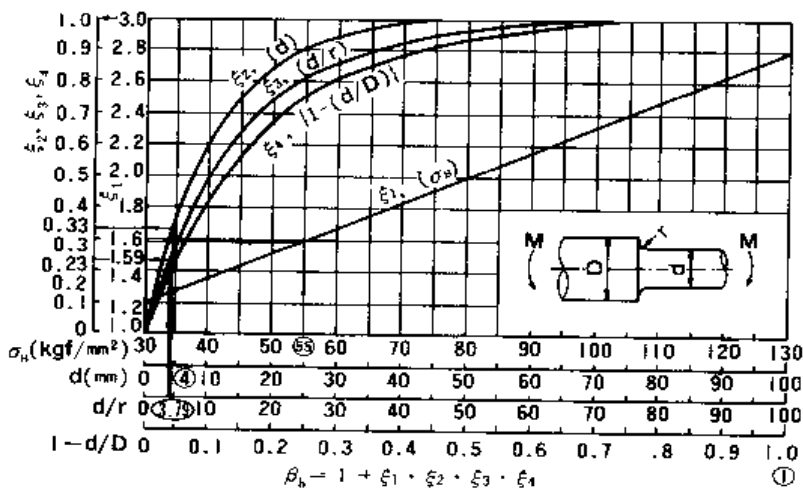


圖 II-1 階梯形圓棒之旋轉彎曲切口係數 β_b

又應力集中程度可以下式所示之形狀係數 α 來表示。

$$\alpha = \frac{\text{切口底之最大應力}}{\text{切口底之公稱應力}}$$

形狀係數 α 與材料性質無關僅由尺寸比來決定，而切口係數則不僅與尺寸比有關，材料之性質如何亦影響其數值因此，一般

$$\alpha > \beta$$

所以設計時，如果以形狀係數 α 來判斷耐疲勞強度的話，一般都會過度安全，造成材料之浪費。

5. 軸之彎矩尺寸效果係數 ζ_{1b}

承受彎曲或扭曲之反覆負荷時，若軸徑 d 增加則疲勞限度降低，此現象謂之疲勞限度之尺寸效果。

可由次式定義之。

$$\zeta_1 = \frac{\text{任意直徑的平滑試片之疲勞限度}}{\text{直徑10mm的標準平滑試片之疲勞限度}}$$

在此所述軸之彎矩尺寸效果係數 ζ_{1b} 乃是旋轉彎曲疲勞限度之尺寸效果係數，參照 1-3 之尺寸效果係數可決定其值。

圖 II-2 所示乃平滑圓棒之旋轉彎曲尺寸效果（碳素鋼，Si-Mn 鋼），圖 II-3 所示乃其合金鋼之尺寸效果。

尺寸效果係數 ζ_{1b} 是任意直徑的平滑試片之疲勞限度 σ_{wb} 除以直徑 10 (mm) 的標準平滑試片之疲勞限度 σ_{wb10} 之比值。

例如，若 $D=20$ (mm)， $\sigma_{wb}=21$ (kgf/mm^2)，則由圖之 $\sigma_{wb10}=21\sim 23$ 之範圍查出 $\zeta_{1b}=0.98$ (碳素鋼 S40C)。

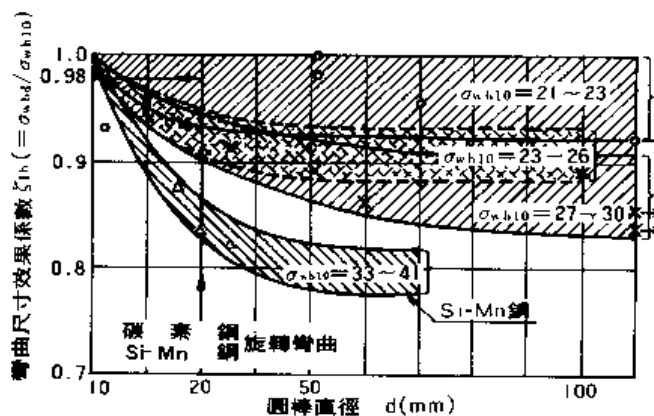


圖 II-2 平滑圓棒之旋轉彎曲尺寸效果係數 (碳素鋼, Si-Mn 鋼)

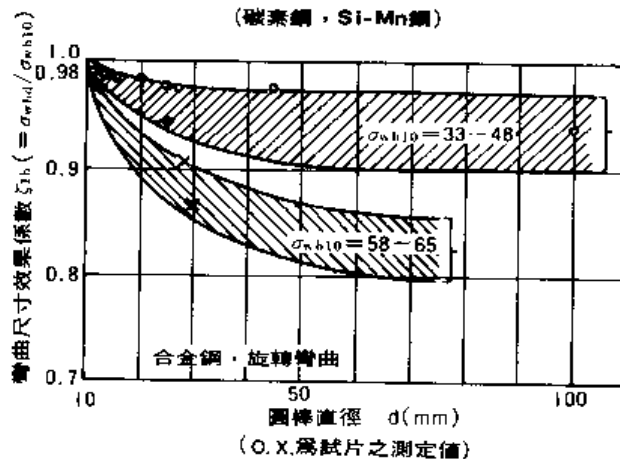


圖 II-3 平滑圓棒之旋轉彎曲尺寸效果係數 (合金鋼)

6. 表面係數 ϵ_2

一般若材質內部無缺陷，則金屬表面之光製程度愈粗糙，疲勞強度愈低。表示此疲勞強度之降低率者即表面係數 ϵ_2 ，以粗糙度 $H_{max} \leq 1\mu$ 時之疲勞限度為基準和任意表面粗糙度之疲勞限度之比。

$$\epsilon_2 = \frac{\text{任意表面粗糙度之疲勞限度}}{\text{表面粗糙度 } H_{max} \leq 1\mu \text{ 之試片之疲勞限度}}$$

參照 I-4，表面係數以決定其值。

圖 II-4 所示乃其表面係數 ϵ_2 。

例如，設材料之抗拉強度為 $\sigma_b = 55 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$ ，若施以切削之精加工，則由圖中 $\sigma_b 55 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$ 與切削曲線之交點可求得 $\epsilon_2 = 0.86$ 。

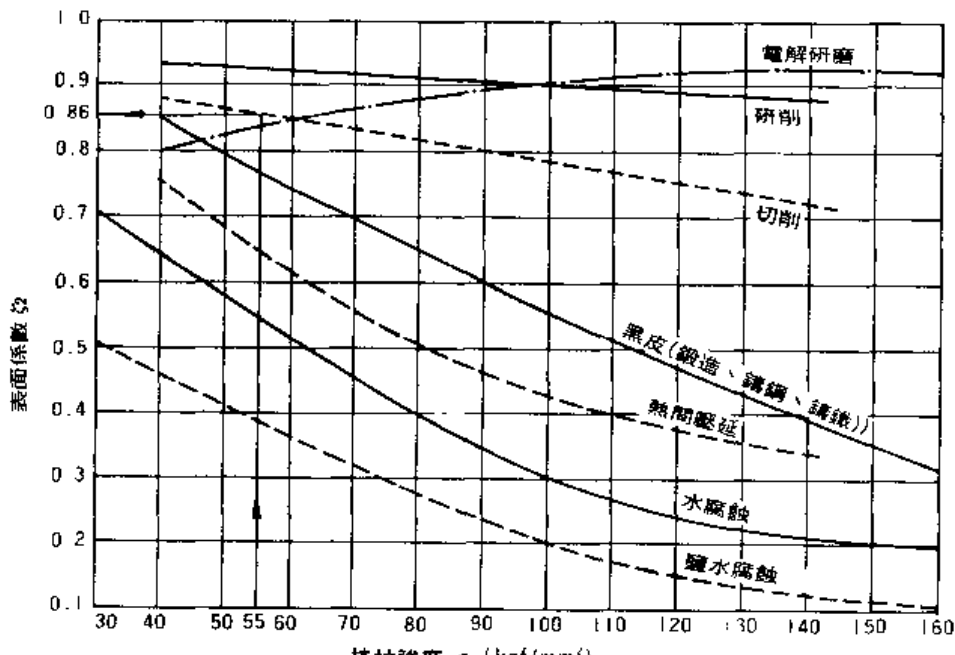


圖 II-4 表面係數 ϵ_2

影響上述疲勞限度之諸係數的詳細資料，請參閱日本機械學會發行之「金屬材料疲勞強度之設計資料 I-III」。

7. 抗拉降伏應力 σ_s (kgf/mm²)及旋轉彎曲疲勞限度之下限 σ_{wb} (kgf/mm²)

表II-3 抗拉降伏應力 σ_s (kgf/mm²)，旋轉彎曲疲勞限度下限 σ_{wb} (kgf/mm²)

JIS	名稱	JIS記號	σ_s	σ_{wb}	JIS	名稱	JIS記號	σ_s	σ_{wb}	
G4051	機械構造用碳素鋼鋼材	正常化	S30C	29~36	20(-30)	G4103	鏤絡鉍鋼	SNCM9	>95	37
			S35C	31~38	21(-30)			SNCM21	-	33
			S40C	33~41	21(-30)			SNCM22	-	31
			S45C	35~43	22(-31)			SNCM23	-	35
		調質	S30C	34~45	23(-37)			SNCM25	-	38
			S35C	40~51	24(-38)			SNCM26	-	-
			S40C	45~57	25(-39)					
			S45C	50~63	27(-40)					
G4102	鏤絡鋼	SNC1	>60	26	G4104	鏤鋼	SC _r 2	>65	28	
		SNC2	>70	30			SC _r 3	>75	31	
		SNC3	>80	33			SC _r 4	>80	35	
		SNC21	-	28			SC _r 5	>85	35	
		SNC22	-	35			SC _r 21	-	28	
							SC _r 22	-	30	
G4103	鏤絡鉍鋼	SNCM1	>70	30	G4105	鏤絡鋼	SCM2	>70	30	
		SNCM2	>85	33			SCM3	>80	33	
		SNCM5	>90	38			SCM4	>85	35	
		SNCM6	>80	31			SCM5	>90	37	
		SNCM7	>90	35			SCM21	-	30	
		SNCM8	>90	35			SCM22	-	33	
			SCM23	-	35					

(註) 機械構造用碳素鋼鋼材欄之()內數值表示最高值。

8. 材料疲勞限度之安全係數 f_m

安全係數仍為補償切口係數 β ，尺寸效果係數 ξ_1 ，表面係數 ξ_2 等推定值之不確性而設，當採用材料之下限值時則 $f_m=1.1\sim 1.2$ 。

9. 施加於軸的反覆彎矩之等值靜彎矩 M_e (mmkgf)

$$M_e = M_m + K_b \cdot \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{wb}} \right) \cdot M_v$$

$$K_b : \text{疲勞限度之修正係數} \quad \left(K_b = f_m \cdot \beta_b \times \frac{1}{\xi_{1b} \cdot \xi_2} \right)$$

M_m : 平均彎矩 (mmkgf)

M_v : 反覆彎矩 (mmkgf)

f_m : 安全係數 (對材料之疲勞限度而言)

β_b : 切口係數

ξ_{1b} : 尺寸效果係數

ξ_2 : 表面係數

σ_s : 材料之抗拉降伏應力 (kgf/mm²)

σ_{wb} : 材料旋轉彎曲疲勞限度之下限值 (kgf/mm²)

10. 軸之扭矩切口係數 β_r

參照 J - 2 - 2 之切口係數以決定其值。

11. 軸之扭矩尺寸效果係數 ζ_{1r}

參照 1 - 3 之尺寸效果係數以決定其值。

12. 剪斷降伏應力 τ_s (kgf/mm²) 及雙振扭曲疲勞限度之下限 τ_w (kgf/mm²)

鋼之剪斷降伏應力 τ_s 約等於抗拉降伏應力 σ_s 之 $\frac{1}{2}$ 。

表 II - 4 雙振扭曲疲勞限度下限值 τ_w (kgf/mm²)

JIS	名稱	JIS 記號	τ_w	JIS	名稱	JIS 記號	τ_w		
G4051	機械構造用碳素鋼鋼材	S30C S35C S40C S45C	正常化 11 (~19) 11 (~20) 12 (~20) 12 (~21)	G4103	鍍鉻鋼	SNCM9	23		
						SNCM21	21		
						SNCM22	20		
						SNCM23	22		
		S30C S35C S40C S45C	調質 11 (~20) 11 (~21) 13 (~22) 14 (~22)			SNCM25	24		
						SNCM26	—		
						G4104	鉻鋼	SC, 2	18
								SC, 3	20
SC, 4	22								
SC, 5	22								
G4102	鍍鉻鋼	SNC1	16						
		SNC2	19						
		SNC3	21						
		SNC21	17						
G4103	鍍鉻鋼	SNC22	22						
		G4105	鉻鎳鋼	SC, 21	17				
				SC, 22	19				
				SCM2	19				
				SCM3	21				
		SNCM5	24						
		SNCM6	20						
		SNCM7	22						
SNCM8	22								
SCM4	22								
SCM5	23								
SCM21	19								
SCM22	21								
SCM23	22								

(註) 機械構造用碳素鋼材欄之()內數值是最高值。

13. 施加於軸上的反覆扭矩等值靜扭矩 T_e (mmkgf)

$$T_e = T_m + K_t \cdot \left(\frac{\tau_s}{\tau_w} \right) \cdot T_v$$

K_t : 疲勞限度之修正係數 $(K_t = f_m \cdot \beta_n \times \frac{1}{\zeta_{1b} \cdot \zeta_2})$

T_m : 平均扭矩 (mmkgf)

T_v : 反覆扭矩 (mmkgf)

f_m : 安全係數 (對材料之疲勞限度而言)

ζ_2 : 表面係數

14. 軸承受軸向負荷時之切口係數 β_z

參照 I-2 之切口係數以決定其值。

15. 抗拉降伏應力 σ_s (kgf/mm²) 及雙振抗拉壓縮疲勞限度之下限 σ_{wz} (kgf/mm²)

表 II-5 抗拉降伏應力 σ_s (kgf/mm²) · 雙振抗拉壓縮疲勞限度之下限 σ_{wz} (kgf/mm²)

JIS	名稱	JIS 記號	σ_s	σ_{wz}	JIS	名稱	JIS 記號	σ_s	σ_{wz}	
G4051	機械構造用碳素鋼材	正 常 化	S30C	29~36	16(~26)	G4103	鎳 鉻 鉬 鋼	SNM9	>95	35
			S35C	31~38	17(~27)			SNM21	—	31
			S40C	33~41	18(~28)			SNM22	—	29
			S45C	35~43	19(~29)			SNM23	—	33
		調 質	S30C	34~45	20(~33)			SNM25	—	36
			S35C	40~51	21(~35)			SNM26	—	—
			S40C	45~57	22(~36)					
			S45C	50~63	23(~36)					
G4102	鎳 鉻 鋼	SNC 1	>60	24	G4104	鉻 鋼	SC, 2	>65	26	
		SNC 2	>70	28			SC, 3	>75	29	
		SNC 3	>80	31			SC, 4	>80	33	
		SNC21	—	26			SC, 5	>85	33	
		SNC22	—	33			SC, 21	—	26	
							SC, 22	—	28	
G4103	鎳 鉻 鉬 鋼	SNM1	>70	28	G4105	鉻 鉬 鋼	SCM 2	>70	28	
		SNM2	>85	31			SCM 3	>80	31	
		SNM5	>90	36			SCM 4	>85	33	
		SNM6	>80	29			SCM 5	>90	35	
		SNM7	>90	33			SCM21	—	28	
		SNM8	>90	33			SCM22	—	31	
							SCM23	—	33	

(註) 機械構造用碳素鋼材欄之()內數值是最高值。

16. 施加於軸上的反覆軸向負荷之等值靜軸向負荷 F_e (kgf)

$$F_e = F_m + K \cdot \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{wz}} \right) \cdot F_v$$

K : 疲勞限度之修正係數 $\left(K_1 = f_m \cdot \beta_z \times \frac{1}{\zeta_1 \cdot \zeta_2} \right)$

F_m : 平均軸向負荷(kgf)

F_v : 反覆軸向負荷(kgf)

f_m : 安全係數(對材料之疲勞限度而言)

β_z : 切口係數

ζ_b : 尺寸效果

ζ_s : 表面係數

σ_s : 材料之抗拉降伏應力(kgf/mm²)

σ_{wz} : 材料之雙振抗拉壓縮疲勞限度之下限值(kgf/mm²)

17. 軸之末端支持係數 κ

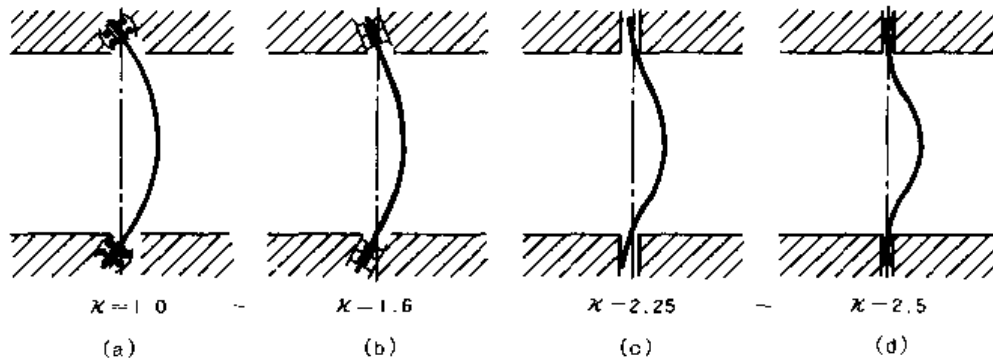


圖 II-5 座屈形

軸之末端支持係數 κ 的值若屬於：

- 一端固定他端自由時..... $\kappa = 0.25$
- 兩端是球軸承般自由支持時..... $\kappa = 1.0$
- 兩端是滾子軸承般部份拘束支持時..... $\kappa = 1.6$
- 兩端是間隙較大之滑動軸承時..... $\kappa = 2.25$
- 兩端是間隙較小之滑動軸承時..... $\kappa = 2.5$
- 兩端固定時..... $\kappa = 4.0$

雖同屬滑動軸承，依球軸承或滾子軸承等種類，其末端支持係數 κ 值不同，又依單列，複列，等級，間隙，組合精度等亦不同。

滑動軸承亦同樣的依配合種類，等級，表面粗糙度，組合精度等不同 κ 值不同。因此若選擇 κ 值發生判斷困難時，應將安全性預估進去以選擇末端支持係數 κ 值較小為宜。

18. 縱彈性係數 E (kgf/mm^2)

鋼的情況，縱彈性係數 $E = 2.1 \times 10^4$ (kgf/mm^2)

19. 軸向壓縮力之撓屈係數 ξ

$$\xi = \frac{1}{1 - 0.0044 \left(\frac{\ell}{k}\right)^2} \quad \text{適用於 } \frac{\ell}{k} > 115 \text{ 時}$$

$$\xi = \frac{\sigma_s}{\kappa \pi^2 E} \left(\frac{\ell}{k}\right)^2 \quad \text{適用於 } \frac{\ell}{k} < 115 \text{ 時}$$

ℓ : 軸承間隔 (mm)

σ_s : 軸材料之壓縮降伏點 (kgf/mm^2)

k : 軸斷面二次半徑 (mm)

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{\sqrt{I + \nu^2 d}}{2} \quad \left(\text{唯，中空圓軸時，} \nu = \frac{\text{軸內徑}}{\text{軸外徑}} \right)$$

I : 軸斷面二次力距 (mm^4)

A : 軸斷面積 (mm^2)

20. 使用應力

使用應力保證絕對不會超過時， f_s 值可取1.1，若可能承受過負荷或衝擊負荷，唯頻率不多時，則 f_s 可取1.5~2.0。

21. 軸徑 d (mm)

(A) 材料之破壞依據最大剪斷應力時，

$$d^3 = \frac{32 \cdot f_s}{\pi(1-\nu^4) \sigma_s} \sqrt{\left\{ M_r + \xi \frac{d(1+\nu^2)}{8} F_r \right\}^2 + T_r^2}$$

(B) 材料之破壞依據最大主應力時

$$d^3 = \frac{16 \cdot f_s}{\pi(1-\nu^4) \sigma_s} \left[M_r + \xi \frac{d(1+\nu^2)}{8} F_r + \sqrt{\left\{ M_r + \xi \frac{d(1+\nu^2)}{8} F_r \right\}^2 + T_r^2} \right]$$

M_r : 等值靜彎曲力矩(mmkgf)

σ_s : 抗張降伏應力(kgf/mm²)

F_r : 等值軸向負荷(kgf)

ν : 軸之內外徑比

T_r : 等值靜扭出力矩(mmkgf)

ξ : 撓曲係數

22. 軸的彎曲固有振動數 ω_{hb} (rad/sec)

(表 II-6 軸的彎曲固有振動數 ω_{hb})

E : 材料之縱彈性係數(kgf/cm²)

k : 軸之彈簧係數(kgf/cm)

I : 軸之斷面二次力矩(cm⁴)

m, m_s : 振動體及軸之質量(kgf·sec²/cm) m_s

狀 態	振 動 系	彎曲固有振動數 ω_{hb} rad/sec	
前端有質量之單端支持樑		忽視軸質量	$\sqrt{\frac{3EI}{m l^3}}$
		考慮軸質量	$\sqrt{\frac{3EI}{(m+0.23m_s) l^3}}$
中間有質量之兩端支持樑		忽視軸質量	$\sqrt{\frac{3EI l}{m l_1^2 l_2^2}}$
		考慮軸質量	$\sqrt{\frac{3EI l}{(m+0.49m_s) l_1^2 l_2^2}}$
中間有質量之兩端固定樑		忽視軸質量	$\sqrt{\frac{3EI l^3}{m l_1^3 l_2^3}}$
		考慮軸質量	$\sqrt{\frac{3EI l^3}{(m+0.186m_s) l_1^3 l_2^3}}$
中間有質量之一端固定他端支持樑		忽視軸質量	$\sqrt{\frac{12EI l^3}{m l_1^3 l_2^2 (3l_1 + 4l_2)}}$
前端有質量之兩端支持樑		忽視軸質量	$\sqrt{\frac{12EI}{mb^2(4b+3l)}}$
前端有質量之一端固定他端支持樑		忽視軸質量	$\sqrt{\frac{3EI}{mb^2(l+b)}}$

(註) \odot 軸之斷面二次力矩 $I = \frac{\pi d^4(1-\nu^4)}{64}$ (cm⁴)

唯 ν : 軸之內外徑比 = d_i / d

d : 軸外徑(mm) d_i : 軸內徑(mm)

\odot 質量 $m = \frac{W (= 重量 kgf)}{g (= 980 cm/sec^2)}$

23. 軸之扭曲固有振動數 ω_n (rad/sec).

表 II-7 軸之扭曲固有振動數 ω_n

J_p, J_s : 回轉體及軸之質量慣性極力矩(kgf·cm·sec²)
 I_p, I_s : 回轉體及軸之斷面二次極力矩(cm⁴)
 γ_p, γ_s : 回轉體及軸之比重量(kgf/cm³)
 G : 軸材之橫彈性係數(kgf/cm²)
 K : 軸扭曲彈簧常數(kgf·cm/rad) $K=GT_s/\ell$
 ℓ : 軸之長度(cm)
 g : 重力加速度(=980cm/sec²)

狀態	振動系	扭曲固有振動數 ω_n rad/sec.		
前端有圓板之軸		忽視軸質量	$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{J_p}}$	在此 $J_p = I_p b \gamma_p / g$ $I_p = \pi D^4 / 32$ $J_s = I_s \gamma_s / g$ $I_s = \pi d^4 (1 - \nu^2) / 32$
		考慮軸質量	$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{J_p + (J_s/3)}}$	
兩端有圓板之軸		忽視軸質量	$\omega_n = \sqrt{K \frac{J_{p1} + J_{p2}}{J_{p1} J_{p2}}}$	在此 $J_{p1, p2} = I_{p1, p2} b_{1, 2} \gamma_{p1, p2} / g$ $I_{p1, p2} = \pi D_{1, 2}^4 / 32$
		考慮軸質量	$J_{p1, p2} + \frac{1}{3} J_s \frac{J_{p2, p1} - J_{p1, p2}}{J_{p1, p2} + J_{p2, p1}}$	
有3個圓板之軸		$\omega_n^2 = \frac{1}{2} (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) \mp \frac{1}{2} \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2)^2 - 4 \omega_1^2 \omega_2^2 \omega_3^2}$ 在此 $\omega_1^2 = K_1 / J_{p1}$, $\omega_2^2 = (K_1 + K_2) / J_{p2}$, $\omega_3^2 = K_2 / J_{p3}$ $\lambda = (J_{p1} + J_{p2} + J_{p3}) / J_{p2}$		
有齒輪之軸系		忽視齒輪質量	$\omega_n = \sqrt{\frac{K_s}{J_{p2}}}$ $\therefore \omega_n = \frac{1}{J_{p2}} \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{n^2 K_2} \right)$	$\omega_n^2 = \frac{1}{2} (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) \mp \frac{1}{2} \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2)^2 - 4 \omega_1^2 \omega_2^2 \omega_3^2}$ 在此 $\omega_1^2 = K_1 / J_{p1}$, $\omega_2^2 = (K_1 + n^2 K_2) / (J_{p2} + n^2 J_{p1})$ $\omega_3^2 = K_2 / J_{p3}$, $\lambda = \frac{J_{p1} + J_{p2} + n^2 (J_{p2} + J_{p3})}{J_{p2} + n^2 J_{p1}}$
		考慮齒輪質量		

24. 軸之危險回轉數 n_c (r.p.m)

軸之危險回轉數 n_c

$$n_c = \frac{60 \omega_{n, nb}}{2 \pi}$$

ω_n : 扭曲固有振動數(rad/sec)

ω_{nb} : 彎曲固有振動數(rad/sec)

常用回轉數 n 應遠離危險回轉數 $n_c \pm 20\%$ 以上才可。

(A) 無回轉體的軸之危險回轉數 n_c (r.p.m)

$$n_c = \frac{60 C k_1}{\ell^2} = \frac{225 C d}{\ell^2}$$

d : 軸徑 (cm)

ℓ : 軸之跨距 (cm)

k_1 : 斷面二次半徑 (cm)

C : 係數(軟鋼材時)

請參閱表 II-8 - 11

(B) 有質量之車軸上附著有多數回轉體時，其一次危險回轉速度 Ω (rad/sec)

$$\frac{1}{\Omega^2} = \frac{1}{\omega^2} + \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \dots$$

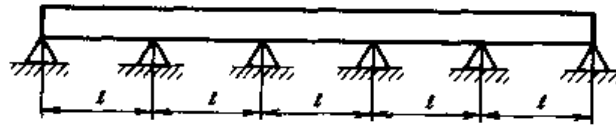
ω : 車軸自身之危險回轉速度 (rad/sec)

$\omega_{1,2}$: 無質量各回轉體一個個獨立附着於無質量之車軸上時的一次危險回轉數 (rad/sec)

表 II-8 斷面一樣的軸之係數 $C \times 10^{-4}$ 值

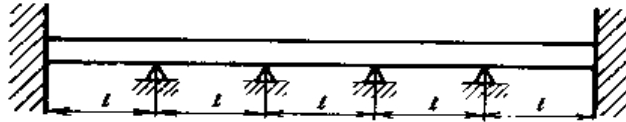
彎曲固有振動數	兩端固定	一端固定, 他端自由	一端固定, 他端支持	兩端支持
1	182.35	28.64	125.63	80.41
2	502.55	179.56	407.15	321.69
3	985.2	502.58	849.46	723.83
4	1628.6	985.2	1452.7	1286.8
5	2432.9	1628.6	2216.7	2010.6

表 II-9 有 n 個等跨距的軸，其係數 $C \times 10^{-4}$ 值 (跨距屬單純支持時)



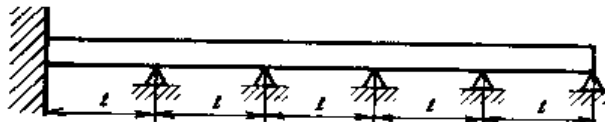
跨距數 n	彎曲固有振動數				
	1	2	3	4	5
1	80.42	321.72	723.86	1286.8	2010.7
2	80.42	125.68	321.72	407.18	723.86
3	80.42	102.69	150.95	321.72	364.91
4	80.42	93.82	125.68	162.18	321.72
5	80.42	88.68	112.00	140.13	169.10
6	80.42	86.98	102.69	125.68	150.95
7	80.42	85.33	97.32	115.82	135.92
8	80.42	83.69	93.82	108.22	125.68
9	80.42	83.69	90.38	102.69	117.75
10	80.42	83.69	88.68	99.10	112.00
11	80.42	82.04	86.98	95.55	106.37
12	80.42	82.04	86.98	93.82	102.69

表 II 10 有 n 個等跨距的軸，其係數 $C \times 10^{-4}$ 值
(軸之兩端固定，中間支持點屬單純支持時)

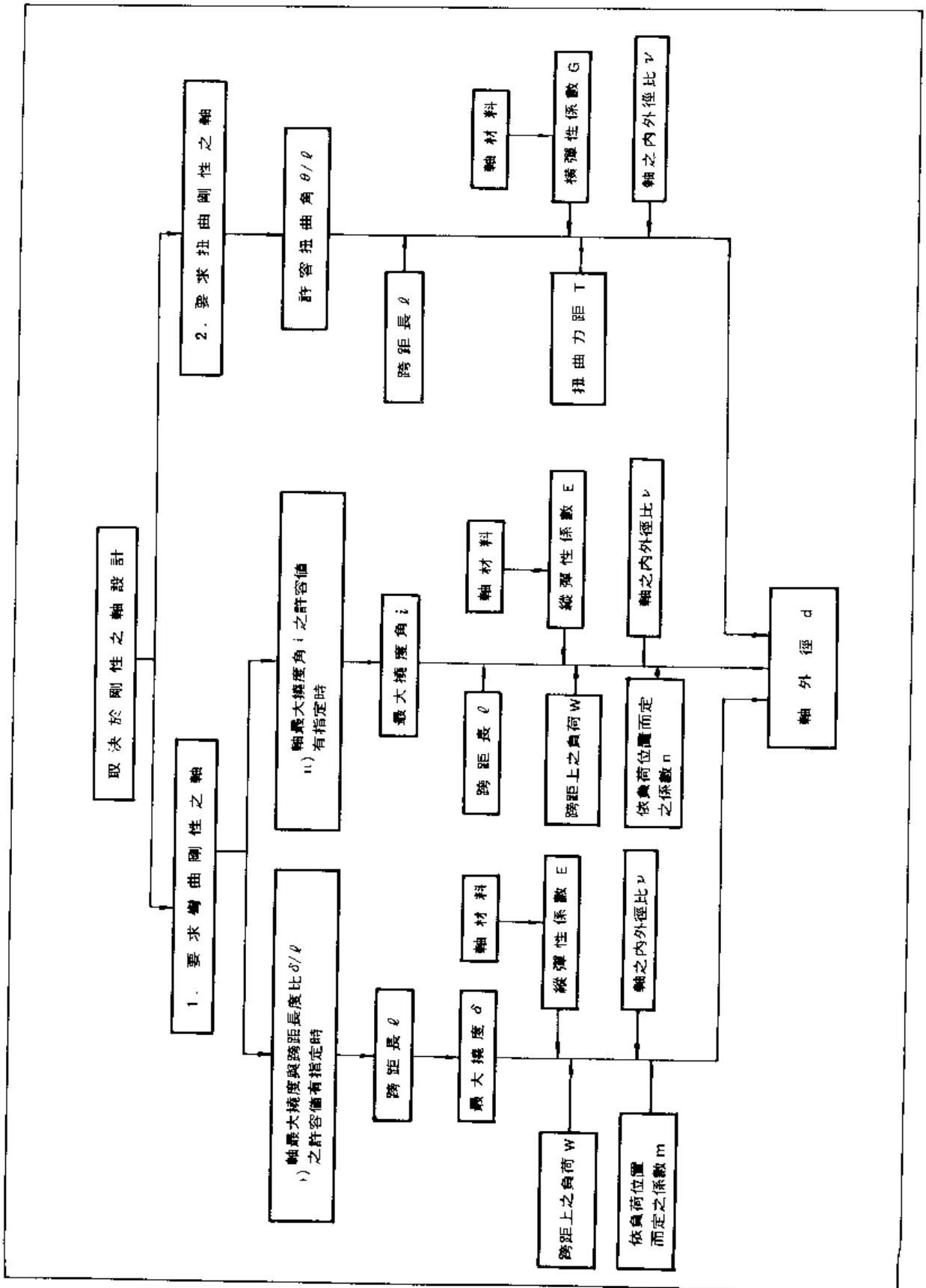


跨距數 n	彎曲固有振動數				
	1	2	3	4	5
1	183.39	502.68	985.26	1628.7	2433.0
2	125.68	183.39	407.18	502.68	849.54
3	102.69	150.95	183.39	364.91	451.76
4	93.82	125.68	162.18	183.39	347.98
5	88.68	112.00	140.13	169.10	183.39
6	86.98	102.69	125.62	150.95	171.45
7	85.33	97.32	115.82	135.92	157.64
8	83.69	93.82	108.22	125.68	144.41
9	83.69	90.38	102.69	117.75	133.84
10	83.69	88.68	99.10	112.00	125.68
11	82.04	86.98	95.55	106.37	119.70
12	82.04	86.98	93.82	102.69	113.90

表 II-11 有 n 個等跨距的軸，其係數 $C \times 10^{-4}$ 值
(軸之一端固定，其他的支持點屬單純支持時)



跨距數 n	彎曲固有振動數				
	1	2	3	4	5
1	125.68	407.18	849.54	1452.8	2216.8
2	93.82	162.18	347.98	471.02	762.99
3	86.98	125.68	171.45	334.72	407.18
4	83.69	108.22	144.41	176.17	328.18
5	83.69	99.10	125.68	155.39	178.55
6	82.04	93.82	113.90	138.02	162.18
7	82.04	90.38	106.37	125.68	146.59
8	82.04	88.68	100.90	115.82	135.92
9	80.42	86.98	97.32	110.10	125.68
10	80.42	85.33	93.82	104.52	117.75
11	80.42	85.33	92.08	100.90	112.00
12	80.42	83.69	90.38	99.10	108.22



1. 要求彎曲剛性之軸

要求彎曲剛性的軸，設計時，軸之最大撓度 δ 與跨距長度 l 的比值 δ/l 或最大撓角 i 應指定。

圖 II-6 所示為最大撓度 δ 與最大撓角 i 間的關係。

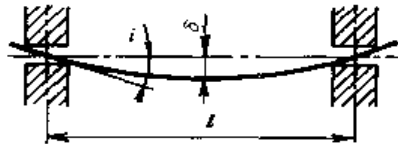


圖 II-6 最大撓度 δ 與最大撓角 i

軸之最大撓度與跨距長度比 δ/l 之許容值或最大撓角 i 之許容值有指定時，軸徑 d 依下列諸式求得。

- i) 軸之最大撓度 δ 與跨距長 l 的比值 δ/l 有指定時
一般以

$$\delta = m \frac{W l^3}{EI}, \quad \frac{\delta}{l} = m' \frac{W l^2}{EI}, \quad I = \frac{\pi}{64} d^4 (1 - \nu^4)$$

表示之，軸外徑則依下式求得

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 m W l^3}{\pi (1 - \nu^4) E \delta / l}}$$

E : 縱彈性係數 (kgf/mm²)

d : 軸外徑 (mm)

I : 斷面二次力距 (mm⁴)

d_i : 軸內徑 (mm)

l : 跨距長 (mm)

W : 跨距上之負荷 (kgf)

δ : 最大撓度 (mm)

m : 依負荷位置而定之係數

ν : 內外徑比 (= d_i/d)

可參照表 II-13 求得。例如
(W 附加於 $l/2$ 時, $m = \frac{1}{8}$)

- ii) 最大撓角 i 有指定時

一般以

$$i = n \frac{W l^2}{EI}, \quad I = \frac{\pi}{64} d^4 (1 - \nu^4)$$

表示之，軸外徑 d 則依下式求得

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 n W l^2}{\pi (1 - \nu^4) E i}}$$

E : 縱彈性係數 (kgf/mm²)

d : 軸外徑 (mm)

I : 斷面二次力距 (mm⁴)

d_i : 軸內徑 (mm)

l : 跨距長 (mm)

W : 跨距上之負荷 (kgf)

i : 最大撓角 (rad)

n : 依負荷位置而定之係數

ν : 內外徑比 (= d_i/d)

(例如, W 附加於 $l/2$ 時, $n = \frac{1}{8}$)

圖 II-7 是縱彈性係數為 $E=2.1 \times 10^4 \text{kgf/mm}^2$ (鋼材) 時計算求得之中空軸直徑 d 與 $mW\ell^2$ (δ/ℓ 有指定時) 或 $nW\ell^2$ (i 有指定時) 之關係圖。當縱彈性係數 E 之值在 $2.1 \times 10^4 \text{kgf/mm}^2$ 以外時可先由圖 II-7 求得軸徑 d 再乘以 $\sqrt{2.1 \times 10^4}$ 或 $\sqrt{1/(1-\nu^2)}$ (中空軸時) 則可得其軸徑值。

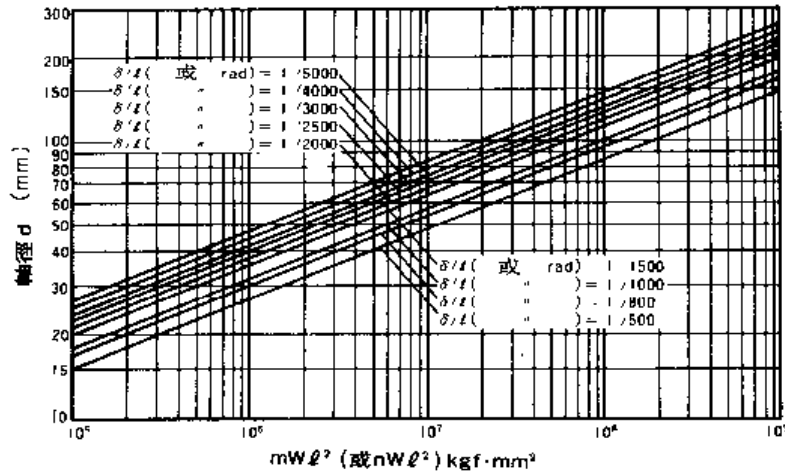


圖 II-7 軸徑 d 與 $mW\ell^2$ (或 $nW\ell^2$) 之關係

表 II-12 是實際上使用的軸之容許變形量之標準值。

表 II-13 是斷面均勻，軸自重不計時之彎曲力矩與最大撓度 δ 。

若考慮自重時，則將自重視為等分布，先求得其結果後再與不計自重求得之值重合計算之。

表 II-12 撓度及撓角之許容值例

變形種類	對象	許容值
撓角	一般用傳導軸	$i \leq 1/1000 \text{ rad}$
	水車軸	$i \leq 1/1200 \text{ rad}$
撓度	工場用傳導軸 以皮帶驅動之輸送線軸	$\delta/\ell \leq 0.35 \times 10^{-3}$
	分佈荷重時之一般用傳導軸	$\delta/\ell \leq 0.30 \times 10^{-3}$
	負荷集中於中央之一般用傳導軸	$\delta/\ell \leq 0.33 \times 10^{-3}$
	有圓板形回轉體之透平機軸 有圓板形回轉體之泵浦 有圓板形回轉體之電氣機械	$\delta/\ell \leq (0.026 - 0.126) \times 10^{-3}$
	有圓筒形回轉體之透平機軸 有圓筒形回轉體之泵浦 有圓筒形回轉體之電氣機械	$\delta/\ell \leq (0.128 - 0.765) \times 10^{-3}$

(註) δ/ℓ 之容許值乃撓度 δ 與跨距長度 ℓ 以 mm 單位表示時之值。

表 II-13 承受負荷之樑之應力與撓度

1. 單純樑

荷 重	反 力	彎 矩	撓 度
	$A=B=\frac{P}{2}$	$M_x = \frac{Px}{2}$ $M_{max} = \frac{PL}{4}$	$\delta = \frac{PL^3}{48EI}$
	$A = \frac{Pc_1}{L}$ $B = \frac{Pc_2}{L}$	$A_c: M_x = \frac{Pc_1x}{L}$ $B_c: M_{x1} = \frac{c_2x_1}{L}$ $M_{max} = \frac{Pc_2c_1}{L}$	$\delta = \frac{P}{3EI} \times \frac{c_2^2c_1^2}{L}$ $x = c_2 \sqrt{\frac{1}{3} + \frac{2}{3} \times \frac{c_1}{c_2}}$
	$A=B=P$	$M = -PC$	$\delta = \frac{PL^2c}{8EI}$ $\delta_1 = \frac{P}{EI} \left(\frac{c^3}{3} + \frac{c^2L}{2} \right)$
	$A = \frac{Pc_1}{L}$ $B = P \frac{L+c_1}{L}$	$M_x = -P \frac{c_1x}{L}$ $M_{c1} = -P(c_1-x_1)$ $M_B = -Pc_1$	$\delta_{max} = \frac{PL^2}{9EI} \times \frac{c_1}{\sqrt{3}}$ $x = 0.577L$ $\delta_1 = \frac{Pc_1^2}{3EI} (L+c_1)$ $\delta_2 = \frac{Pc_1c_2L}{6EI}$
	$A=B=\frac{Qc}{2}$	$M_x = \frac{Qx}{2} \left(1 - \frac{x}{L} \right)$ $M_{max} = \frac{QL}{8}$	$\delta = \frac{5QL^3}{384EI}$
	$A=B=\frac{Q}{2}$	$M_x = -\frac{Qx}{2} \left(\frac{x}{L} - 1 + \frac{c}{x} \right)$ $M_A = M_B = -\frac{Qc^2}{2L}$ $M_c = -\frac{QL}{4} \left(-\frac{1}{2} + \frac{2c}{L} \right)$	$\delta = \frac{QL^3}{24EI} \left(\frac{5}{16} - \frac{5}{2} \times \frac{c}{L} + 6 \frac{c^2}{L^2} - 4 \frac{c^3}{L^3} - \frac{c^4}{L^4} \right)$
	$A = \frac{1}{3}Q$ $B = \frac{2}{3}Q$	$M_x = \frac{Qx}{3} \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right)$ $M_{max} = \frac{2}{9\sqrt{3}}QL = 0.128QL$	$\delta_{max} = 0.01304 \frac{QL^3}{EI}$ $x = 0.5193L$
	$A=B=\frac{Q}{2}$	$M_x = Qx \left(\frac{1}{2} - \frac{x}{L} + \frac{2}{3} \times \frac{x^2}{L^2} \right)$ $M_{max} = \frac{QL}{12}$	$\delta = \frac{3QL^3}{320EI}$
	$A=B=\frac{Q}{2}$	$M_x = Qx \left(\frac{1}{2} - \frac{2}{3} \times \frac{x^2}{L^2} \right)$ $M_{max} = \frac{QL}{6}$	$\delta = \frac{QL^3}{60EI}$


表 II-13 承受負荷的樑之應力及撓度

負荷與反力	彎矩	撓度	負荷與反力	彎矩	撓度
<p>$A=B=\frac{Q}{2}$</p>	$M_{max} = Q \frac{8c^2 + 3a(4c+a)}{24(c+a)}$		<p>$A=B=\frac{Q}{2}$</p>	$M_{max} = \frac{Q}{4} \left(L - \frac{b}{2} \right)$	
<p>$A=Q \frac{2L-a}{2L}, B=Q \frac{a}{2L}$</p>	$M_{max} = \frac{Q}{2} a \left(1 - \frac{a}{2L} \right)^2$ $x = a \left(1 - \frac{a}{2L} \right) < a$		<p>$A = \frac{q_1 + q_2}{2} \frac{b}{L}$ $B = \frac{q_1 + q_2}{2} \frac{a + y_1}{L}$</p>	$y = \frac{q_1}{3} \left(\frac{x-a}{b} \right)^2 (q_2 - q_1)$ $M_x = A_x \frac{(x-a)^2 (2q_1 + y)}{6}$ $x > a$	
<p>$A=Q \frac{2c+b}{2L}, B=Q \frac{2a+b}{2L}$</p>	$M_x = A_x \frac{Q(x-a)^2}{2b}$ $M_{max} = A \left(a + \frac{Ab}{2Q} \right)$ $x = a + \frac{Ab}{2Q}$		<p>$A = \frac{Q_1(2L-a_1) + Q_2a_2}{2L}$ $B = \frac{Q_2(2L-a_2) + Q_1a_1}{2L}$</p>	$A < Q_1$ $M = \frac{A^2 a_1}{2Q_1}$ $B < Q_2$ $M = \frac{B^2 a_2}{2Q_2}$	
<p>$A=B=\frac{Q}{2}$</p>	$M_{max} = \frac{QL}{9}$	$\delta = \frac{23QL^3}{1944EI}$	<p>$A=B=P$</p>	$M_{max} = \frac{PL}{3}$	$\delta = \frac{23PL^3}{648EI}$
<p>$A=B=\frac{Q}{2}$</p>	$M_{max} = \frac{QL}{8}$	$\delta = \frac{19QL^3}{1536EI}$	<p>$A=B=\frac{3}{2}P$</p>	$M_{max} = \frac{PL}{2}$	$\delta = \frac{19PL^3}{384EI}$
<p>$A=B=\frac{Q}{2}$</p>	$M_{max} = \frac{3QL}{25}$	$\delta = \frac{63PL^3}{5000EI}$	<p>$A=B=2P$</p>	$M_{max} = \frac{3PL}{5}$	$\delta = \frac{63PL^3}{1000EI}$

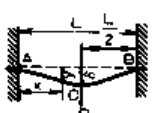
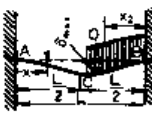
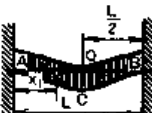

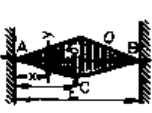
2. 一端固定樑

負荷與反力	彎矩	撓度	負荷與反力	彎矩	撓度
<p>$B=P$</p>	$M_x = P_x$ $M_{max} = PL$	$\delta = \frac{PL^3}{3EI}$	<p>$B=Q$</p>	$M = \frac{Qx^2}{2L}$ $M_{max} = \frac{QL}{2}$	$\delta = \frac{QL^3}{8EI}$

表 II-13 承受負荷的樑之應力與撓度

	$B = Q$	$M_x = \frac{Qx^2}{3L^2}$ $M_{max} = \frac{QL}{3}$	$\delta = \frac{QL^3}{15EI}$
---	---------	--	------------------------------

3. 固定樑

荷 重	反 力	彎 矩	撓 度
	$A = B = \frac{P}{2}$	$M_x = \frac{PL}{2} \left(\frac{x}{L} - \frac{1}{4} \right)$ $M_A = M_B = -\frac{PL}{8}$ $M_C = +\frac{PL}{8}$	$\delta = \frac{PL^3}{192EI}$
	$A = \frac{3}{16}Q$ $B = \frac{13}{16}Q$	$M_{x1} = \frac{3}{16}Qx_1 - \frac{5}{96}QL$ $M_{x2} = \frac{13}{16}Qx_2 - \frac{Qx_2^2}{L} - \frac{11}{96}QL$ $M_A = -\frac{5}{96}QL, \quad M_B = -\frac{11}{96}QL$	$\delta_{max} = \frac{QL^3}{333EI}$ $x_2 = 0.445L$ $\delta = \frac{QL^3}{384EI}$
	$A = B = \frac{Q}{2}$	$M_x = -\frac{QL}{2} \left(\frac{1}{6} - \frac{x}{L} + \frac{x^2}{L^2} \right)$ $M_A = M_B = -\frac{QL}{12}$ $M_C = \pm \frac{QL}{24}$	$\delta = \frac{QL^3}{384EI}$
	$A = \frac{3}{10}Q$ $B = \frac{7}{10}Q$	$M_x = -\frac{QL}{30} \left(10\frac{x^3}{L^3} - 9\frac{x}{L} + 2 \right)$ $M_{max} = +0.0492QL$ $x = 0.548L$ $M_A = -\frac{QL}{15}, \quad M_B = -\frac{QL}{10}$	$\delta_{max} = \frac{Qx^3}{384EI}$ $x = 0.525L$
	$A = B = \frac{Q}{2}$	$M_x = -QL \left(\frac{5}{48} - \frac{x}{2L} + \frac{2x^3}{3L^2} \right)$ $M_A = M_B = -\frac{5}{48}QL$ $M_C = +\frac{QL}{16}$	$\delta = \frac{7QL^3}{1920EI}$

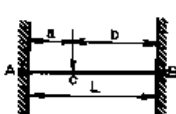
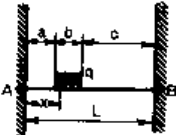
荷 重	反 力 與 彎 矩
	$A = P \frac{b}{L^3} (L^2 - a^2 + ab) \quad M_A = -P \frac{ab^2}{L^2}$ $B = P \frac{a}{L^3} (L^2 - b^2 + ab) \quad M_B = -P \frac{ba^2}{L^2}$ $M_C = 2P \frac{a^2b^2}{L^3} \quad \delta_c = \frac{Pa^3b^3}{3EIL^3}$
	$A = A_0 - \frac{M_A - M_B}{L} \quad M_A = -\frac{q}{12L^2} [4L\{(b+c)^3 - c^3\} - 3\{(b+c)^4 - c^4\}]$ $B = B_0 - \frac{M_B - M_A}{L} \quad M_B = -\frac{q}{12L^2} [4L\{(a+b)^3 - a^3\} - 3\{(a+b)^4 - a^4\}]$ $M_x = M_{0x} + M_A \left(1 - \frac{x}{L} \right) + M_B \frac{x}{L}$

表 II-13 承受負荷的樑之應力與撓度

荷 重	反 力 與 彎 矩	
	$A = \frac{qb^3}{20L^3}(3L+2a)$ $B = \frac{qb}{20L^3}(10L^3-3Lb^2-2ab^2)$ $A-C \quad M_x = A \cdot x + M_A$ $M_C = \frac{qb^3}{30L^3}(3a^2+3aL-L^2)$ $C-B \quad M_x = A \cdot x + M_A - \frac{q(x-a)^3}{6b}$	$M_{max} \text{ 發生於 } x = a + \frac{b^2}{L} \sqrt{\frac{3L+2a}{10L}}$ <p>的點上</p> $M_A = -\frac{qb^3}{60L^2}(2L+3a)$ $M_B = -\frac{qb^2}{60L^2}(10L^2-7bL-3ab)$
	$A = A_0 - \frac{M_A - M_B}{L}$ $B = P_0 - \frac{M_B - M_A}{L}$ $M_x = M_{0x} + M_A \left(1 - \frac{x}{L}\right) + M_B \frac{x}{L}$	$M_A = -\frac{q}{L^3} \left(\frac{L^2 a^2}{2} - \frac{2}{3} L a^3 + \frac{a^4}{4} \right)$ $M_B = -\frac{q}{L^2} \left(\frac{L a^3}{3} - \frac{a^4}{4} \right)$

(註) A_0, M_{0x} 等為各等值單純樑之值。

4. 一端固定他端單純支持的樑

荷 重	反 力	彎 矩	撓 度
	$A = \frac{5P}{16}$ $B = \frac{11P}{16}$	$M_C = +\frac{5PL}{32}$ $M_{max} = M_B = -\frac{3PL}{16}$	$\delta_{max} = \sqrt{\frac{1}{5}} \frac{PL^3}{48EI}$ $x = 0.447L$
	$A = \frac{3}{8}Q$ $B = \frac{5}{8}Q$	$M_x = \frac{Qx}{2} \left(\frac{3}{4} - \frac{x}{L} \right)$ $M_{max} = M_B = -\frac{QL}{8}$ $M_C = \frac{9}{128}QL$	$\delta_{max} = \frac{QL^3}{192EI}$ $x = \frac{L}{16}(1 + \sqrt{33})$ $= 0.4215L$
	$A = \frac{Q}{5}$ $B = \frac{4Q}{5}$	$M_x = Qx \left(\frac{1}{5} - 3\frac{x^2}{L^2} \right)$ $M_{max} = M_B = -\frac{QL}{7.5}$ $M_C = 0.06QL$	$\delta_{max} = \frac{QL^3}{210EI}$ $x = \frac{L}{\sqrt{5}} = 0.447L$

荷 重	反 力 與 彎 矩	
	$A = \frac{P}{2} \frac{b^2}{L^3}(a+2L)$ $B = -\frac{P}{2} \left(\frac{3a}{L} - \frac{a^3}{L^3} \right) = P - A$	$M_B = -\frac{P_b(L^2-a^2)}{2L^2}$ $M_C = \frac{P_b}{2} \left(2 - \frac{3a}{L} + \frac{a^3}{L^3} \right)$ $\delta_c = \frac{Pb^2 a^2 (4L-b)}{12EIL^2}$ <p>$x = b$</p>
	$A = A_0 - \frac{q}{2L^3} \left(\frac{L^2 a^2}{2} - \frac{a^4}{4} \right)$ $B = B_0 + \frac{q}{2L^3} \left(\frac{L^2 a^2}{2} - \frac{a^4}{4} \right) = qa - A$ $M_x = M_{0x} + M_B \frac{x}{L}$	$M_B = -\frac{q}{2L^2} \left(\frac{L^2 a^2}{2} - \frac{a^4}{4} \right)$

(註) A_0, M_{0x} 等為各等值單純樑之值。

2. 要求扭曲剛性之軸

要求扭曲剛性的軸設計時，每單位長度之扭曲角 θ/l 是有指定的。

表 II-14 乃一般之許容扭曲角

$$d = \sqrt[4]{\frac{584T}{(1-\nu^4)G} \cdot \frac{1}{\theta/l}}$$

- T : 扭矩 (mmkgf)
- G : 橫彈性係數 (kgf/mm²)
- θ/l : 每單位長度之扭曲角 (°/mm)
- ν : 內外徑比 (= d_i/d)
- d : 軸外徑 (mm)
- d_i : 軸內徑 (mm)

表 II-14 軸之許容扭曲角

軸之種類	θ/l (°/mm)
工作母機之驅動軸	0.25×10^{-3}
一般之傳導軸	$(2 \sim 3) \times 10^{-3}$

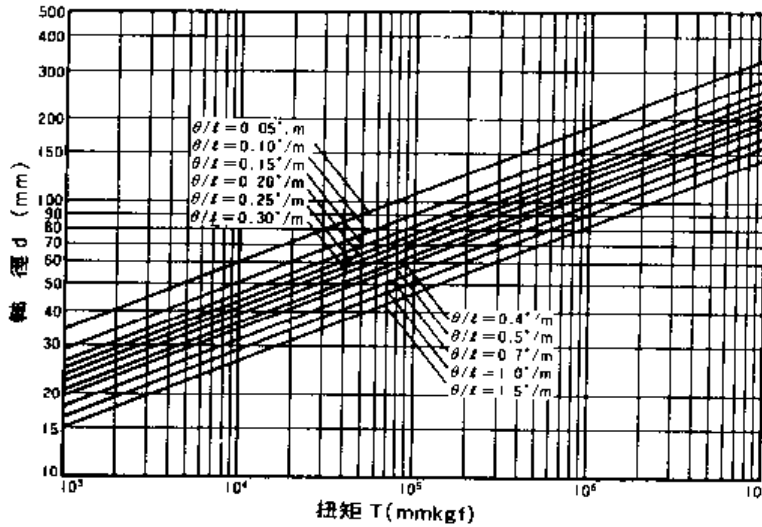


圖 II-8 軸徑 d 與傳達力矩 T 之關係

圖 II-8 乃中空軸之傳達力矩 T 與軸徑 d 之關係，以每單位長度之扭曲角 θ/l 為媒介變數表示之圖。

橫彈性係數取 $G = 8.3 \times 10^3 \text{ kgf/mm}^2$ 。

若橫彈性係數 G 之值非 $8.3 \times 10^3 \text{ kgf/mm}^2$ 時，可使此值為 G' ，其徑為 d' ， d' 則依下式可求得。

$$d' = d \cdot \sqrt[4]{\frac{8.3 \times 10^3}{G'}}$$

同理，若欲設計橫彈性係數 $G = 8.3 \times 10^3 \text{ kgf/mm}^2$ 的材料之中空軸時，可以下式

求得

$$d_0 = d \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{1-\nu^4}}$$

此處 d_0 為軸之外徑。

又欲設計任意材料之中空軸時，可由圖 II-8 先求出實心軸徑 d，再將 d 代入次式，則可求得中空軸

外徑 d'_0 。

$$d'_0 = d \cdot \sqrt[4]{\frac{8.3 \times 10^3}{G}} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{1-\nu^4}}$$

表II-15 軸之直徑 (JIS B 0901)

(單位 mm)

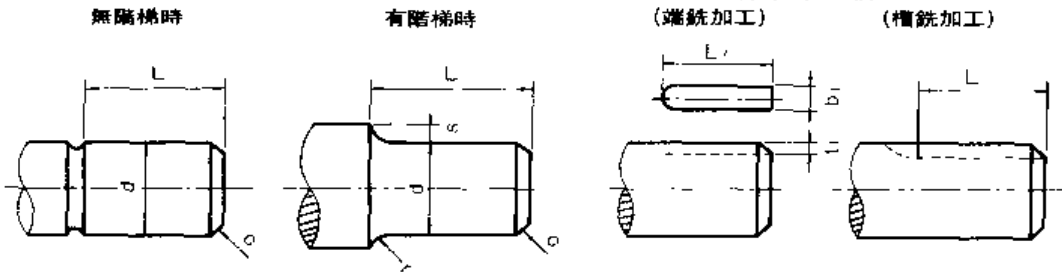
軸 徑	(參考) 軸徑數值之依據			軸 徑	(參考) 軸徑數值之依據			軸 徑	(參考) 軸徑數值之依據			軸 徑	(參考) 軸徑數值之依據					
	標準數(1)				標準數(1)				標準數(1)				標準數(1)					
	R	R	R		R	R	R		R	R	R		R	R	R	R	R	
																		5
	(2)圓筒軸端	(3)滾動軸承		(2)圓筒軸端	(3)滾動軸承		(2)圓筒軸端	(3)滾動軸承		(2)圓筒軸端	(3)滾動軸承		(2)圓筒軸端	(3)滾動軸承				
4	○		○				○	○	71			○	○	240			○	○
4.5			○		22.4		○		75			○	○	250	○	○	○	○
5		○	○		24		○		80	○	○	○	○	260			○	○
5.6			○		25	○	○	○	85			○	○	280		○	○	○
6			○	○	28		○	○	90		○	○	○	300			○	○
6.3	○	○	○		30		○	○	95			○	○	315	○	○		
7			○	○	31.5	○	○		100	○	○	○	○	320			○	○
7.1			○		32			○	105				○	340			○	○
8		○	○	○	35		○	○	110			○	○	355		○		
9			○	○	35.5		○		112		○			360			○	○
10	○	○	○	○	38			○	120			○	○	380			○	○
11			○		40	○	○	○	125	○	○	○		400	○	○	○	○
11.2			○		42			○	130			○	○	420			○	○
12			○	○	45		○	○	140		○	○	○	440			○	○
12.5		○	○		48			○	150			○	○	450		○	○	
14			○	○	50		○	○	160	○	○	○	○	460			○	○
15				○	55			○	170			○	○	480			○	○
16	○	○	○	○	56		○	○	180			○	○	500		○	○	○
17				○	60			○	190			○	○	530			○	○
18			○	○	63	○	○	○	200		○	○	○	560		○	○	○
19				○	65			○	220			○	○	600			○	○
20		○	○	○	70			○	224		○			630	○	○	○	○

【註】 (1) 根據 JIS Z 8601 (標準數)。
 (2) 根據 JIS B 0903 (圓筒軸端) 之軸端直徑。
 (3) 根據 JIS B 1512 (滾動軸承之主要尺寸) 之軸承內徑。
 【參考】 表中之○係依軸徑數值表示之。例如軸徑4.5乃根據標準數R20而得。

II-3-2

圓筒軸端 (JIS B0903)

表 II-16 圓筒軸端 (JIS B 0903) (單位 mm)



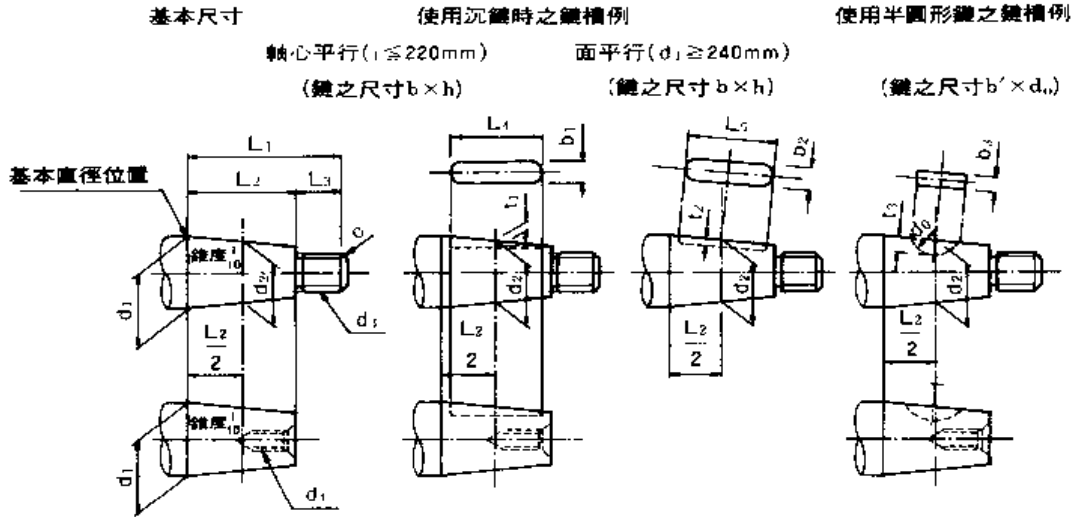
$$r = (0.3 - 0.5)S$$

軸直徑 d	軸端 處理	軸長 l		(參考) 端部角 C	使用沉鍵時				鍵之標準 尺寸	軸直徑 d	軸端 處理	軸長 l		(參考) 端部角 C	使用沉鍵時				鍵之標準 尺寸
		短軸 端	長軸 端		槽 寬 b ₁	槽 深 t ₁	鍵之標準 尺寸					短軸 端	長軸 端		槽 寬 b	槽 深 t ₁	鍵之標準 尺寸		
							短軸 端	長軸 端									短軸 端	長軸 端	
6	-	16	0.5	-	-	-	-	-	95	130	170	1	25	9.0	110	140	25×14		
7	-	16	0.5	-	-	-	-	-	100	165	210	1	28	10.0	140	180	28×16		
8	-	20	0.5	-	-	-	-	-	110	165	210	2	28	10.0	140	180	28×16		
9	-	20	0.5	-	-	-	-	-	120	165	210	2	32	11.0	140	180	32×18		
10	20	23	0.5	3	1.8	-	20	3×3	125	165	210	2	32	11.0	140	180	32×18		
11	20	23	0.5	4	2.5	-	20	4×4	130	200	250	2	32	11.0	180	220	32×18		
12	25	30	0.5	4	2.5	-	20	4×4	140	200	250	2	36	12.0	180	220	36×20		
14	25	30	0.5	5	3.0	-	25	5×5	150	200	250	2	36	12.0	180	220	36×20		
16	28	40	0.5	5	3.0	25	36	5×5	160	240	300	2	40	13.0	220	250	40×22		
18	28	40	0.5	6	3.5	25	36	6×6	170	240	300	2	40	13.0	220	250	40×22		
19	28	40	0.5	6	3.5	25	36	6×6	180	240	300	2	45	15.0	220	250	45×25		
20	36	50	0.5	6	3.5	32	45	6×6	190	280	350	2	45	15.0	250	280	45×25		
22	36	50	0.5	6	3.5	32	45	6×6	200	280	350	2	45	15.0	250	280	45×25		
24	36	50	0.5	8	4.0	32	45	8×7	220	280	350	2	50	17.0	250	280	50×28		
25	42	60	0.5	8	4.0	36	50	8×7	240	330	410	2	56	20.0	280	360	56×32		
28	42	60	1	8	4.0	36	50	8×7	250	330	410	2	56	20.0	280	360	56×32		
30	58	80	1	8	4.0	50	70	8×7	260	330	410	3	56	20.0	280	360	56×32		
32	58	80	1	10	5.0	50	70	10×8	280	380	470	3	63	20.0	320	400	63×32		
35	58	80	1	10	5.0	50	70	10×8	300	380	470	3	70	22.0	320	400	70×36		
38	58	80	1	10	5.0	50	70	10×8	320	380	470	3	70	22.0	320	400	70×36		
40	62	110	1	12	5.0	70	90	12×8	340	450	550	3	80	25.0	400	-	80×40		
42	82	110	1	12	5.0	70	90	12×8	360	450	550	3	80	25.0	400	-	80×40		
45	82	110	1	14	5.5	70	90	14×9	380	450	550	3	80	25.0	400	-	80×40		
48	82	110	1	14	5.5	70	90	14×9	400	540	650	3	90	28.0	-	-	90×45		
50	82	110	1	14	5.5	70	90	14×9	420	540	650	3	90	28.0	-	-	90×45		
55	82	110	1	16	6.0	70	90	16×10	440	540	650	3	90	28.0	-	-	90×45		
56	82	110	1	16	6.0	70	90	16×10	450	540	650	3	100	31.0	-	-	100×50		
60	105	140	1	18	7.0	90	110	18×11	460	540	650	3	100	31.0	-	-	100×50		
63	105	140	1	18	7.0	90	110	18×11	480	540	650	3	100	31.0	-	-	100×50		
65	105	140	1	18	7.0	90	110	18×11	500	540	650	3	100	31.0	-	-	100×50		
70	105	140	1	20	7.5	90	110	20×12	530	680	800	3	-	-	-	-	-		
71	105	140	1	20	7.5	90	110	20×12	560	680	800	3	-	-	-	-	-		
75	105	140	1	20	7.5	90	110	20×12	600	680	800	3	-	-	-	-	-		
80	130	170	1	22	9.0	110	140	22×14	630	680	800	3	-	-	-	-	-		
85	130	170	1	22	9.0	110	140	22×14	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
90	130	170	1	25	9.0	110	140	25×14	-	-	-	-	-	-	-	-	-		

- 【備考】 1. d之容許差在軸徑30以下時為j6，32~50時為k6，55以下時為m6。
 2. b₁, t₁, b及h之尺寸容許差依據JIS B 1301而定。
 3. l之尺寸容許差依據JIS B 0405之中級而定
 又上表所列僅供參考之d₁之尺寸容許差依據JIS B 0405之中級而定。

表 II-17 1/10圓錐軸端 (JIS B 0904)

(單位 mm)



[備考] 鍵槽之形狀以端銑刀加工時

軸端之基本直徑 d_1	短軸端			長軸端			螺紋		鍵及鍵槽											
	t_1	t_2	t_3	t_1	t_2	t_3	公稱螺紋		螺紋之螺絲		螺紋之螺絲	螺絲之螺絲		沉鍵		半圓鍵		螺絲之螺絲		
							螺紋之螺絲	螺紋之螺絲	螺絲之螺絲	螺絲之螺絲		螺絲之螺絲	螺絲之螺絲	螺絲之螺絲	螺絲之螺絲					
																d_3	例角 C		d_4	螺絲之螺絲
b_1 或 b_2	t_1 或 t_2	$b \times h$	d_2 或 t_4 或 t_5	d_2 或 t_4	b_2	t_1	$b' \times d_0$													
6	-	-	-	16	10	6	M 4×0.7	0.8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
7	-	-	-	16	10	6	M 4×0.7	0.8	-	-	-	-	-	5.5	-	-	-	-	-	
8	-	-	-	20	12	8	M 6	1	-	-	-	-	-	6.5	-	-	-	-	-	
9	-	-	-	20	12	8	M 6	1	-	-	-	-	-	7.4	-	2.5	2.5	2.5×10	-	
10	-	-	-	23	15	8	M 6	1	-	-	-	-	-	8.4	-	2.5	2.5	2.5×10	-	
11	-	-	-	23	15	8	M 6	1	-	-	-	2	1.2	2×2	-	2.5	2.5	2.5×10	-	
12	-	-	-	30	18	12	M 8×1	1	M 4×0.7	2	1.2	2×2	-	11.1	16	3	2.5	3×10	-	
14	-	-	-	30	18	12	M 8×1	1	M 4×0.7	3	1.8	3×3	-	13.1	16	4	3.5	4×13	-	
16	28	16	12	40	28	12	M 10×1.25	1.2	M 4×0.7	3	1.8	3×3	15.2	14	25	4	3.5	4×13	-	
18	28	16	12	40	28	12	M 10×1.25	1.2	M 5×0.8	4	2.5	4×4	17.2	14	25	5	4.5	5×16	-	
19	28	16	12	40	28	12	M 10×1.25	1.2	M 5×0.8	4	2.5	4×4	18.2	14	17.6	25	5	4.5	5×16	-
20	36	22	14	50	36	14	M 12×1.25	1.2	M 6	4	2.5	4×4	18.9	20	18.2	32	5	4.5	5×16	-
22	36	22	14	50	36	14	M 12×1.25	1.2	M 6	4	2.5	4×4	20.9	20	20.2	32	5	7	5×22	-
24	36	22	14	50	36	14	M 12×1.25	1.2	M 6	5	3	5×5	22.9	20	22.2	32	5	7	5×22	-
25	42	24	18	60	42	18	M 16×1.5	1.5	M 8	5	3	5×5	23.8	22	22.9	36	5	7	5×22	-
28	42	24	18	60	42	18	M 16×1.5	1.5	M 8	5	3	5×5	26.8	22	25.9	36	6	8.6	6×28	-
30	58	36	22	80	58	22	M 20×1.5	1.5	M 10	5	3	5×5	28.2	32	27.1	50	6	8.6	6×28	-
32	58	36	22	80	58	22	M 20×1.5	1.5	M 10	6	3.5	6×6	30.2	32	29.1	50	6	8.6	6×28	-
35	58	36	22	80	58	22	M 20×1.5	1.5	M 10	6	3.5	6×6	33.2	32	32.1	50	8	10.2	8×32	-
38	58	36	22	80	58	22	M 24×2	2	M 12	6	3.5	6×6	36.2	32	35.1	50	8	10.2	8×32	-
40	82	54	28	110	82	28	M 24×2	2	M 12	10	5	10×8	37.3	50	35.9	70	8	10.2	8×32	-
42	82	54	28	110	82	28	M 24×2	2	M 12	10	5	10×8	39.3	50	37.9	70	8	12.2	8×38	-
45	82	54	28	110	82	28	M 30×2	2	M 16	12	5	12×8	42.3	50	40.9	70	8	12.2	8×38	-
48	82	54	28	110	82	28	M 30×2	2	M 16	12	5	12×8	45.3	50	43.9	70	10	12.8	10×45	-
50	82	54	28	110	82	28	M 36×3	3	M 16	12	5	12×8	47.3	50	45.9	70	10	12.8	10×45	-
55	82	54	28	110	82	28	M 36×3	3	M 20	14	5.5	14×9	52.3	50	50.9	70	10	12.8	10×45	-
56	82	54	28	110	82	28	M 36×3	3	M 20	14	5.5	14×9	53.3	50	51.9	70	10	12.8	10×45	-

軸端之基本直徑 d ₁	短軸端						長軸端						螺紋		鍵及鍵槽									
	ℓ ₁	ℓ ₂	ℓ ₃	ℓ ₄	ℓ ₅	ℓ ₆	公螺紋		母螺紋		沉 鍵		半圓鍵		沉 鍵						半圓鍵			
							螺紋之標稱	徑角 C	螺紋之標稱	螺 槽	鍵之尺寸標稱	短軸端	長軸端	螺 槽	鍵之尺寸標稱	短軸端	長軸端	螺 槽	鍵之尺寸標稱	沉 鍵		螺 槽	鍵之尺寸標稱	
																				b ₁ 或 b ₂	t 或 t ₁			d ₂
60	105	70	35	140	105	35	M 42×3	3	M20	16	6	16×10	56.5	63	54.75	100	10	12.8	10×45					
63	105	70	35	140	105	35	M 42×3	3	M20	16	6	16×10	59.5	63	57.75	100	12	15.2	12×65					
65	105	70	35	140	105	35	M 42×3	3	M20	16	6	16×10	61.5	63	59.75	100	12	15.2	12×65					
70	105	70	35	140	105	35	M 48×3	3	M24	18	7	18×11	66.5	63	64.75	100	12	15.2	12×65					
71	105	70	35	140	105	35	M 48×3	3	M24	18	7	18×11	67.5	63	65.75	100	12	15.2	12×65					
75	105	70	35	140	105	35	M 48×3	3	M24	18	7	18×11	71.5	63	69.75	100	12	20.2	12×80					
80	130	90	40	170	130	40	M 56×4	4	M30	20	7.5	20×12	75.5	80	73.5	110	12	20.2	12×80					
85	130	90	40	170	130	40	M 56×4	4	M30	20	7.5	20×12	80.5	80	78.5	110	12	20.2	12×80					
90	130	90	40	170	130	40	M 64×4	4	M30	22	9	22×14	85.5	80	83.5	110	—	—	—					
95	130	90	40	170	130	40	M 64×4	4	M36	22	9	22×14	90.5	80	88.5	110	—	—	—					
100	165	120	45	210	165	45	M 72×4	4	M36	25	9	25×14	94	110	91.75	140	—	—	—					
110	165	120	45	210	165	45	M 80×4	4	M42	25	9	25×14	104	110	101.75	140	—	—	—					
120	165	120	45	210	165	45	M 90×4	4	M42	28	10	28×16	114	110	111.75	140	—	—	—					
125	165	120	45	210	165	45	M 90×4	4	M48	28	10	28×16	119	110	116.75	140	—	—	—					
130	200	150	50	250	200	50	M100×4	4	—	28	10	28×16	122.5	125	120	180	—	—	—					
140	200	150	50	250	200	50	M100×4	4	—	32	11	32×18	132.5	125	130	180	—	—	—					
150	200	150	50	250	200	50	M110×4	4	—	32	11	32×18	142.5	125	140	180	—	—	—					
160	240	180	60	300	240	60	M125×4	4	—	36	12	36×20	151	160	148	220	—	—	—					
170	240	180	60	300	240	60	M125×4	4	—	36	12	36×20	161	160	158	220	—	—	—					
180	240	180	60	300	240	60	M140×6	6	—	40	13	40×22	171	160	168	220	—	—	—					
190	280	210	70	350	280	70	M140×6	6	—	40	13	40×22	179.5	180	176	250	—	—	—					
200	280	210	70	350	280	70	M160×6	6	—	40	13	40×22	189.5	180	186	250	—	—	—					
220	280	210	70	350	280	70	M160×6	6	—	45	15	45×25	209.5	180	206	250	—	—	—					
240	—	—	—	410	330	80	M180×6	6	—	50	17	50×28	—	—	223.5	280	—	—	—					
250	—	—	—	410	330	80	M180×6	6	—	50	17	50×28	—	—	233.5	280	—	—	—					
260	—	—	—	410	330	80	M200×6	6	—	50	17	50×28	—	—	243.5	280	—	—	—					
280	—	—	—	470	380	90	M220×6	6	—	56	20	56×32	—	—	261	320	—	—	—					
300	—	—	—	470	380	90	M220×6	6	—	63	20	63×32	—	—	281	320	—	—	—					
320	—	—	—	470	380	90	M250×6	6	—	63	20	63×32	—	—	301	320	—	—	—					
340	—	—	—	550	450	100	M280×6	6	—	70	22	70×36	—	—	317.5	400	—	—	—					
360	—	—	—	550	450	100	M280×6	6	—	70	22	70×36	—	—	337.5	400	—	—	—					
380	—	—	—	550	450	100	M300×6	6	—	70	22	70×36	—	—	357.5	400	—	—	—					
400	—	—	—	650	540	110	M320×6	6	—	80	25	80×40	—	—	373	—	—	—	—					
420	—	—	—	650	540	110	M320×6	6	—	80	25	80×40	—	—	393	—	—	—	—					
440	—	—	—	650	540	110	M350×6	6	—	80	25	80×40	—	—	413	—	—	—	—					
450	—	—	—	650	540	110	M350×6	6	—	90	28	90×45	—	—	423	—	—	—	—					
460	—	—	—	650	540	110	M380×6	6	—	90	28	90×45	—	—	433	—	—	—	—					
480	—	—	—	650	540	110	M380×6	6	—	90	28	90×45	—	—	453	—	—	—	—					
500	—	—	—	650	540	110	M420×6	6	—	90	28	90×45	—	—	473	—	—	—	—					
530	—	—	—	800	680	120	M420×6	6	—	100	31	100×50	—	—	496	—	—	—	—					
560	—	—	—	800	680	120	M450×6	6	—	100	31	100×50	—	—	526	—	—	—	—					
600	—	—	—	800	680	120	M500×6	6	—	100	31	100×50	—	—	566	—	—	—	—					
630	—	—	—	800	680	120	M550×6	6	—	100	31	100×50	—	—	596	—	—	—	—					

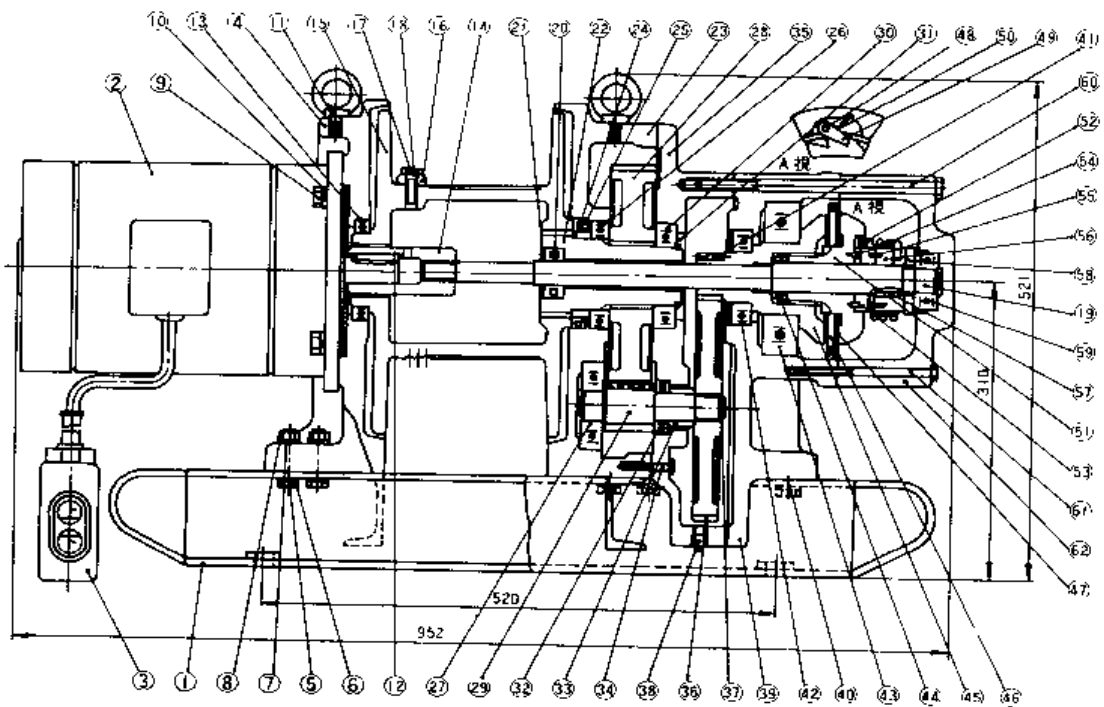
【備考】 1. 螺紋之標稱M4×0.7及M6是依據JIS B 0205(公制普通螺紋)M8×1以上M300×6以下者依據JIS B 0207 (公制細螺紋)M320×6以上者則依據JIS B 0207之基準山形及公式。2. 沉鍵の場合乃依據JIS B 1301(沉鍵之鍵槽)。3. 半圓鍵の場合乃依據JIS B 1302(半圓鍵及鍵槽)。4. 半圓鍵の場合・短軸端與長軸端共通。

為加深對設計計算系統之理解，現將以下列規格之電動絞車為題材實際進行設計計算。

--- 電動絞車之設計規格 ---

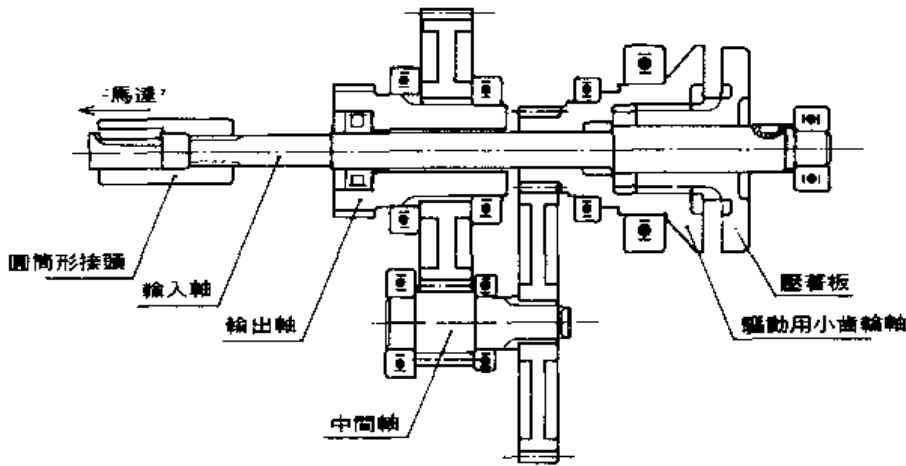
- ①用途：土木建築用
- ②最大捲揚負荷：400kgf
- ③揚程：100m
- ④形式：單胴式

註) 各主要機械零件之設計計算實例亦依據上述規格及下圖電動絞車進行。



電動絞車之組合圖

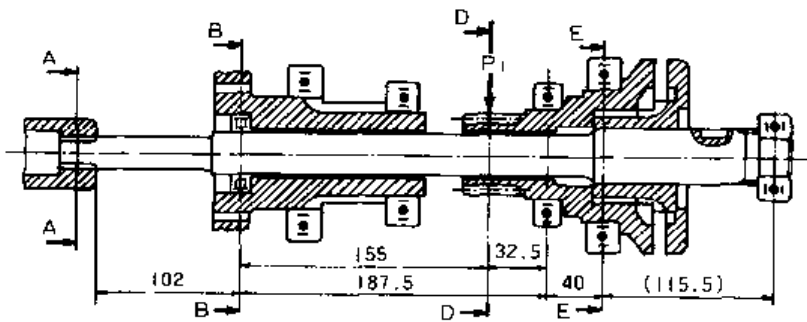
在此，先由圖II-9所示電動絞車各軸機構中之輸入軸開始計算。



圖II-9 電動絞車各軸之機構

1. 軸之形式

輸入軸之設計乃採用取決於疲勞強度之軸設計方式。軸之形狀與軸支撐方式如圖II-10所示。又輸入軸的力平衡如圖II-11所示，由此求得剪斷力 F (kgf)，反作用力 R (kgf)，彎曲力距 M (mmkgf)等諸力。



圖II-10 輸入軸

在此，設 $\ell_1=102(\text{mm})$ 、 $\ell_2=187.5(\text{mm})$ 、 $a=155(\text{mm})$ 、 $b=32.5(\text{mm})$ 、 $P_1=120(\text{kgf})$ 。

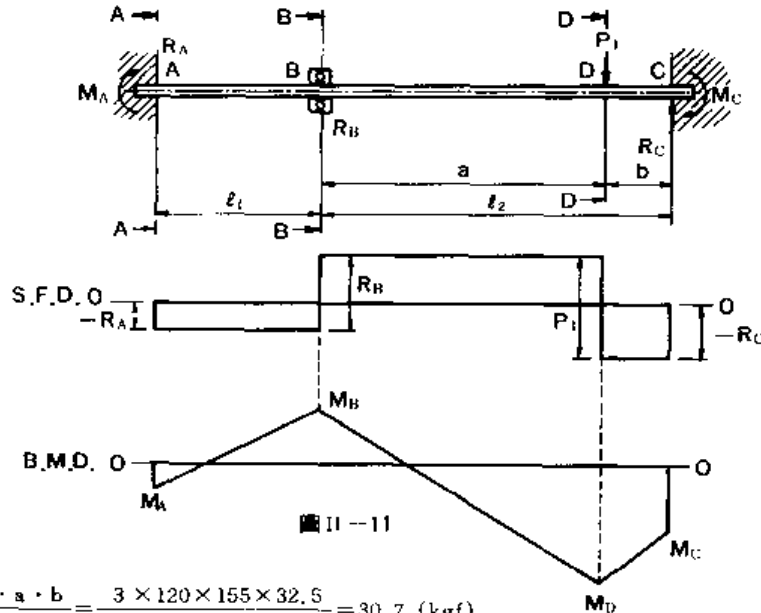


圖 II-11

$$R_A = \frac{3 \cdot P_1 \cdot a \cdot b}{2 \cdot \ell_1 (\ell_1 + \ell_2)} = \frac{3 \times 120 \times 155 \times 32.5}{2 \times 102 (102 + 187.5)} = 30.7 \text{ (kgf)}$$

$$R_B = \frac{P_1}{2 \cdot \ell_1 \cdot \ell_2^3} \left\{ 3ab\ell_2^2 + \ell_1 ab(\ell_2 + a) + 2\ell_1 \ell_2^2 b \right\} = \frac{120}{2 \times 102 \times 187.5^3} \\ \times \left\{ 3 \times 155 \times 32.5 \times 187.5^2 + 102 \times 155 \times 32.5 \times (187.5 + 155) + 2 \times 102 \times 187.5 \times 32.5 \right\} = 83.9 \text{ (kgf)}$$

$$R_C = R_A + P_1 - R_B = 30.7 + 120 - 83.9 = 66.8 \text{ (kgf)}$$

$$M_A = \frac{P_1 ab}{2(\ell_1 + \ell_2)} = \frac{120 \times 155 \times 32.5}{2(102 + 187.5)} = 1044.0 \text{ (mmkgf)}$$

$$M_B = -2M_A = -2088.0 \text{ (mmkgf)}$$

$$M_C = \frac{P_1 \cdot b}{2 \ell_2 (\ell_1 + \ell_2)} \left\{ \ell_2^2 + (\ell_1 + \ell_2)(\ell_2 + a) \right\} \\ = \frac{120 \times 155 \times 32.5}{2 \times 187.5^2 \times 289.5} \left\{ 187.5^2 + 289.5 \times 342.5 \right\} = 3988.6 \text{ (mmkgf)}$$

$$M_D = M_B + (R_B - R_A)a = -2088.0 + (83.9 - 30.7) \times 155 \\ = 2158.0 \text{ (mmkgf)}$$

2. 軸回轉數

設軸回轉數 $n=1430(\text{rpm})$ ，又依上列規格設傳達動力 $N=3.7(\text{kW})$ ，則傳達力矩 $T(\text{mmkgf})$

$$T = 716200 \times \frac{N}{n \cdot \left(\frac{3}{4}\right)} = 716200 \times \frac{3.7}{1430 \times \left(\frac{3}{4}\right)} = 2470.8 \text{ (mmkgf)}$$

3. 軸之材料

由表 II - 2 設軸之材料為 S40C 則抗拉強度下限 $\sigma_B = 55 (\text{kgf/mm}^2)$

4. 軸之彎曲力矩切口係數 β_b

求圖 II - 10 所示 A-A 断面之角形花銷軸齒底之切口係數時，設齒幅 B 為小徑 d' ，大徑 D 為 ∞ ，則依有階梯圓棒之圖表可以查得切口係數 β_b 值。

設 $D = 20 (\text{mm})$ ， $d' = 14.53 (\text{mm})$ ， $B = 4 (\text{mm})$ ， $r = \frac{e}{2} = 1.055 (\text{mm})$ ， $B \rightarrow d'$ ， $D \rightarrow \infty$ (參照圖 II - 12

II - 13)

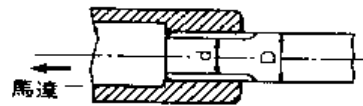
則 $d_1 = 1.1055 = 3.79$

$1 - (d' / D) = 1$

$\beta_b = 1 + \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \xi_4$

$= 1 + 1.59 \times 0.33 \times 0.23 \times 1$

$= 1.12$



$D = 20 (\text{mm})$ ， $d = 16 (\text{mm})$ ，
 $d' = 14.53 (\text{mm}) \dots \dots$
花槽軸之最小直徑

圖 II - 12 断面 A-A 部分之形狀

5. 軸之彎曲力矩之尺寸效果係數 ζ_{tb}

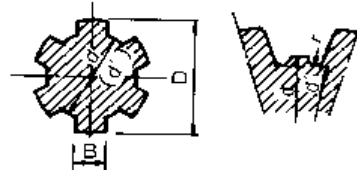
由圖 II - 2 可得 $\zeta_{tb} = 0.98$

6. 表面係數 ζ_2

由圖 II - 4，可得 $\zeta_2 = 0.86$

7. 拉張降伏應力 σ_s 及回轉彎曲疲勞限度下 $\sigma_{wb} = 21 (\text{kgf/mm}^2)$

由表 II - 3，可得 $\sigma_s = 33 (\text{kgf/mm}^2)$ ， $\sigma_{wb} = 21 (\text{kgf/mm}^2)$



$B = 4 (\text{mm})$ ， $r = \frac{e}{2} = 1.055 (\text{mm})$

圖 II - 13

平直形花槽軸之断面形狀

8. 材料疲勞限度之安全係數 f_m

因非階梯形圓棒，取 $f_m = 1.2$

9. 軸承受反覆彎矩時之等值靜彎矩 M_m

在此，如圖 II - 14 所示，力矩在 M_{max} 與 M_{min} 間周期性變動時，可由下式求得其平均彎矩 M_m

$M_m = \frac{1}{2} (M_{max} + M_{min}) \quad (\text{mmkgf})$

又由圖 II - 14 可知，力矩呈正弦形狀出現時，因絕對值相等，故 $M_m = 0$

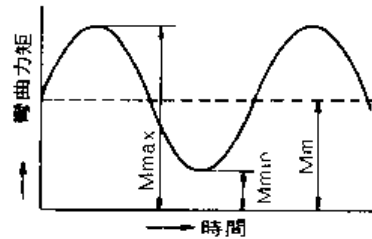


圖 II-14 平均彎矩 M_m

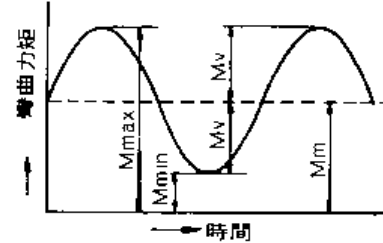


圖 II-15 反覆彎矩 M_v

又，如圖 II-15 所示力矩在 M_{max} 與 M_{min} 間周期性變動時，其 M_v 稱為反覆彎矩，可由下式求得。

$$M_v = \frac{1}{2} (M_{max} + M_{min}) \quad (\text{mmkgf})$$

因此， $M_v = M_A = 1044 \text{ (mmkgf)}$

$$\text{又 } K_b = f_m \cdot \beta_b \times \frac{1}{\zeta_{1b} \cdot \zeta_2} = 1.2 \times 1.12 \times \frac{1}{0.98 \times 0.86} \approx 1.59$$

$$\begin{aligned} M_e &= M_m + k_b \cdot \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{1b}} \right) \cdot M_v \\ &= 1.59 \times \left(\frac{33}{21} \right) \times 1044 = 2608.5 \text{ (mmkgf)} \end{aligned}$$

10. 軸之扭曲力矩切口係數 β_r

由 I-2，可得 $\beta_r = 1.09$

11. 軸之扭曲力矩尺寸效果係數 ζ_{1r}

由 I-3，可得 $\zeta_{1r} = 0.95$

12. 剪斷降伏應力 τ_s 及雙振扭曲疲勞限度下限 τ_w

由表 II-4，可得 $\tau_s = 16.5 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$ ， $\tau_w = 12 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$ 。

13. 軸承受反覆扭矩時之等值扭矩 T_e (mmkgf)

在此，如圖 II-16 所示，若扭矩在 T_{max} 與 T_{min} 間周期性變動時，其平均扭矩 T_m 可由下式求得。

$$T_m = \frac{1}{2} (T_{max} + T_{min}) \quad (\text{mmkgf})$$

因此，以一定力矩回轉時 $T_m = 2470.8 \text{ (mmkgf)}$

又如圖 II-17 所示，當扭矩在 T_{max} 與 T_{min} 間周期性變動時，其 T_v 稱為反覆扭矩，可由下式求得。

$$T_v = \frac{1}{2} (T_{max} - T_{min}) \quad (\text{mmkgf})$$

因此，當以一定力矩回轉時， $T_v = 0$

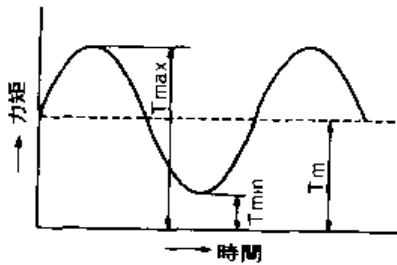


圖 II-16 平均扭矩 T_m

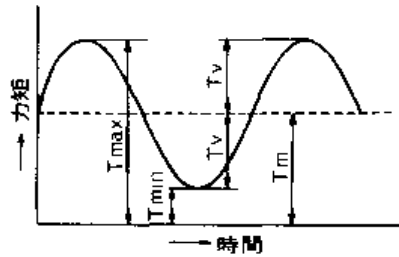


圖 II-17 反覆扭矩 T_v

$$\text{又 } K_t = f_m \cdot \beta_r \times \frac{1}{C_1 \cdot C_2} = 1.2 \times 1.09 \times \frac{1}{0.95 \times 1.6} = 0.86$$

$$T_e = T_m + K_t \cdot \left(\frac{\tau_s}{\tau_w} \right) \cdot T_v = 2470.8 \quad (\text{mmkgf})$$

20. 使用應力之安全係數 f_s

若承受頻率少之過負荷或衝擊負荷時，可設 $S = 1.8$ 。

21. 軸徑 d

依最大剪斷應力說求得軸徑 d 。

$$d^3 = \frac{32 \cdot f_s}{\pi \cdot \sigma_s} \cdot \sqrt{M_e^2 + T_e^2} = \frac{32 \times 1.8}{\pi \times 33} \times \sqrt{2608.5^2 + 2470.8^2}$$

$$d \approx 12.7 \quad (\text{mm})$$

故，若 $d_A \geq 12.7 \text{ (mm)}$ 時則可。

由設計計算求得的軸徑，依其使用狀態，形狀，機構等來看，一般右過大傾向，因此應避免過剩設計。

由以上之計算結果（一部分省略），再將安全度考慮進去則所得之輸入軸徑如圖 II-18 所示。

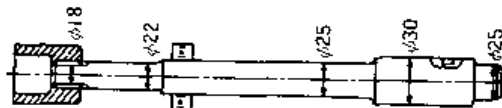


圖 II-18 輸入軸之軸徑 (材質 S40C)

Ⅲ

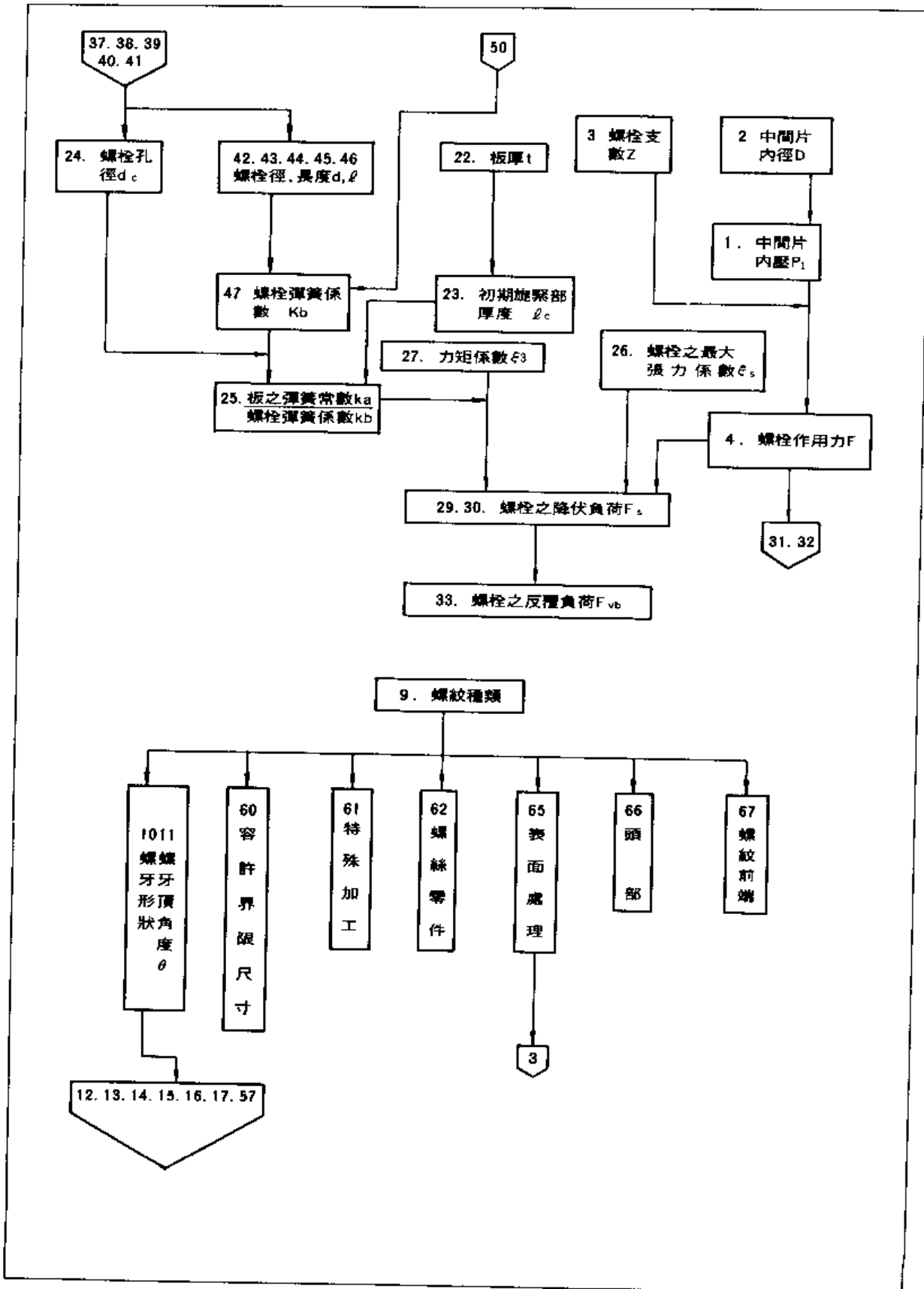
螺 紋

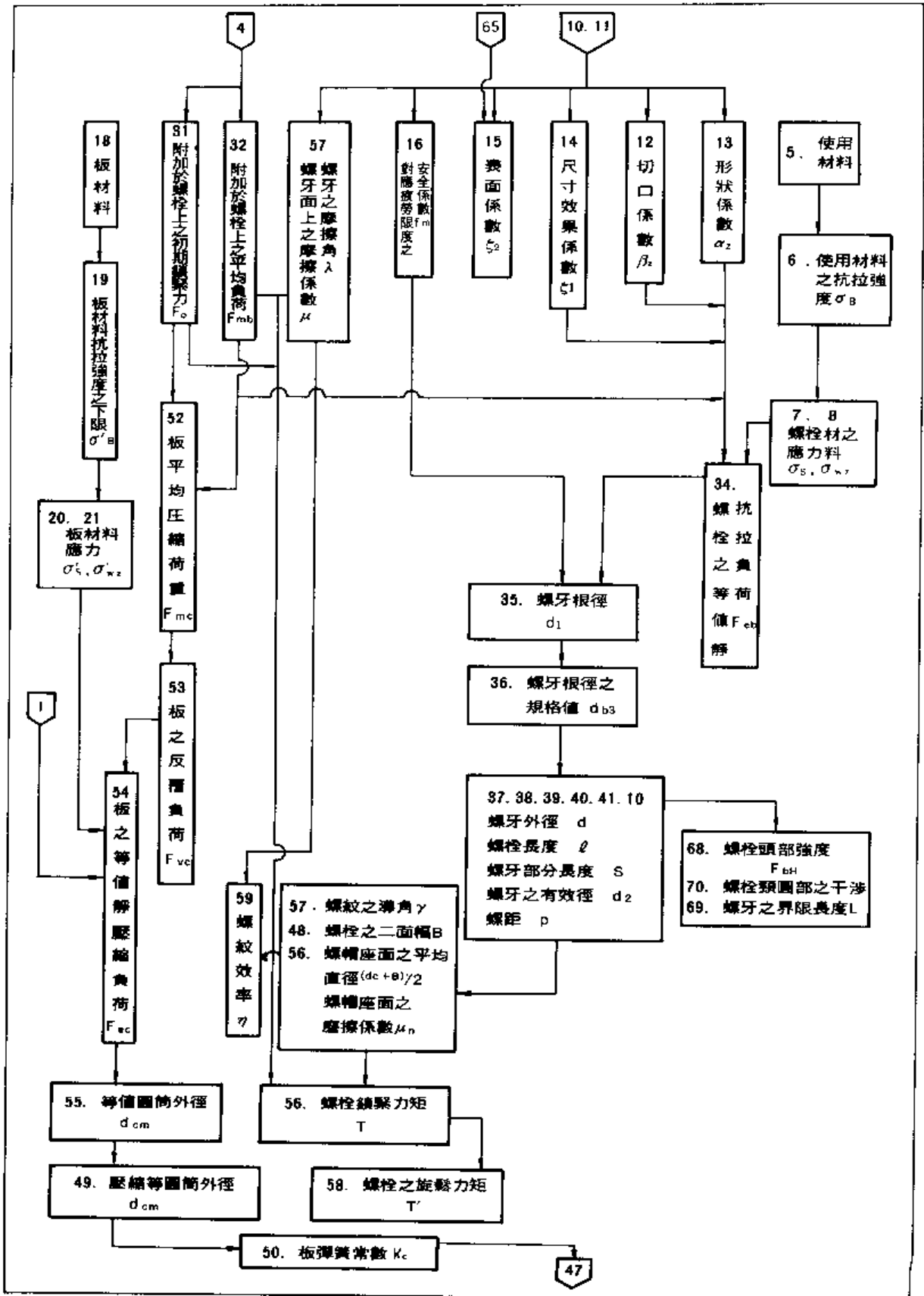
Ⅲ-1 鎖緊用螺紋

Ⅲ-2 傳送用螺紋

Ⅲ-3 滾珠螺桿

Ⅲ-4 實例





1. 中間片內壓 D
1. 中間片內壓 P_1 (kgf/mm²)
2. 中間片內徑 D (mm)
3. 螺栓支數 Z
4. 螺栓上之作用力 F (kgf)

依圖 III-1 所示之狀態來設定。

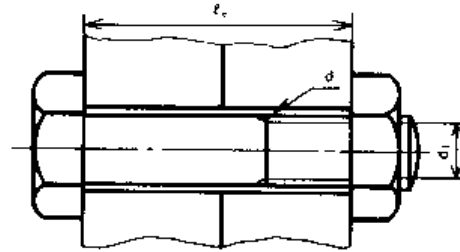


圖 III-1 螺栓之使用狀態

5. 使用材料

各種用途之主要材料如表 III-1 所示，螺栓材之適用溫度範圍例如表 III-2 所示，依 JIS 之強度區分之螺絲材料，如表 III-3 所示。

表 III-1 各種用途之螺絲材料

材 料		耐食 用	導電 用	非性 磨用	特 徵	
不 銹 鋼	奧 斯 田 鐵 系	SUS 302	○		○	耐酸強 耐各種藥品強 耐磷酸、酸強 耐硫酸、磷酸、酸強 耐硝酸強
		SUS 303	○		○	
		SUS 304	◎		○	
		SUS 305	◎		○	
		SUS 316	◎		○	
		SUS 316J1	◎		○	
		SUS 317	○		○	
		SUS 321	○		○	
		SUS 347	○		○	
		SUS 384	○		○	
SUS 385	○		○			
	肥粒鐵系	SUS 430	○			耐硝酸強，不適於硫酸 切削性良好
	麻田散鐵系	SUS 410	△			
SUS 416		△				
SUS 431		△				
精 鍊 銅 棒 快 削 黃 銅 棒 黃 銅 線	TcBBD 1 BsBMD 2 BsW 2	○	◎	○	切削性良好 冷間鍛造性良好	
		○	○	○		
		○	○	○		
鍍 銅 棒	BeCuB 2	○	○	○		
鋁 合 金	A 2011-T 3 A 2014-T 6 A 2024-T 4 A 6061-T 6	○		○	切削性良好 強度用 耐蝕性良好	
		○		○		
		○		○		
		◎		○		

〔備考〕 ◎：經常使用 ○：普通 △：不太常使用

表 III-2 螺栓材之適用溫度範圍

溫度	°C	-240	-129	-17.2	193	205	315	426	538	650	760	870
溫度	°F	-400	-200	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600
A 鋁合金 2024-T4												
黃 銅												
青 銅												
Be 合金 QMV												
Ti 合金 1Ae-8V-5Fe												
4Ae-4Mn												
6Ae-4V												
7Ae-12Zr												
不 銹 鋼 AM-350												
不 銹 鋼 17-4PH												

5. 使用材料(續)

表III-3 螺絲用材料

名稱 (規格編號)	材 料	名稱 (規格編號)	材 料	名稱 (規格編號)	材 料
有槽小螺絲 (JIS B 1101)	〔鋼之場合〕 JIS G 3505之3種 JIS G 3123之 1種或2種 〔黃銅之場合〕 JIS H 3521之2種 JIS H 3422 JIS H 3523 此規格最近已修改， 且加了JIS 4315不銹 鋼，又鋼製小螺絲材 料使用可以滿足其機 械性質的碳素鋼或合 金鋼。	拖拔螺絲 (JIS B 1115)	JIS G 3505之 3種或4種 改正後之推拔螺 絲材料予定為 S 12 C S 17 C S 20 C S 22 C	六角孔螺絲 (JIS B 1176)	JIS G 4105之 SCM 3 JIS G 4103之 SNCM 6 此規格最近修正，M 39以下之鋼製螺絲以 可以滿足其機械性質 之碳素鋼或合金鋼為 材料，M42以上之鋼 製螺絲原則上以SCM 3為材料。 SNCM6，不銹鋼螺絲 之材料則預定為JIS' G 4303或JIS G 4315 之不銹鋼，唯要求搭 接性，300°C以上之 耐熱性和-50°C之耐 寒性者除外。
十字孔小螺絲 (JIS B 1111)	鋼之場合， JIS G 3505之3種 〔黃銅之場合〕 JIS H 3521之2種 此材料根據JIS 1101預定修正。	六角螺絲 (JIS B 1180)	〔鋼之場合〕 O T材之機械性質並 無規定 4 T材者只要製品能 滿足其性質即可。 黃銅之場合〕 JIS H 3521之2種， JIS H 3422之1種， 2種 JIS H 3523之1種， 2種 此規格最近修正，M 39以下之鋼製螺絲之 材料預定為可以滿足 其機械性質之碳素鋼 或合金鋼，唯要求搭 接性，300°C以上之 耐熱性或-50°C之耐 寒性者除外。 又，不銹鋼及黃銅螺 絲之材料，若沒有特 別指定以JIS G 4315 之不銹鋼及JIS H 3521之黃銅為2種為 佳。	螺絲 (JIS B 1173)	無規定 此規格最近將修正，材 料預定為可滿足製品 或機械性質之碳素鋼 或合金鋼，唯要求具 搭接性300°C以下耐 熱性和-50°C以下之 耐寒性者除外。
精密機器用 有槽小螺絲 (JIS B 1116)	〔鋼之場合〕 JIS G 3123之1種 或2種 JIS G 3505之3種 〔黃銅之場合〕 JIS H 3422 JIS H 3523 JIS H 3521之2種				
F字孔木螺絲 (JIS B 1112)	〔鋼之場合〕 JIS G 3505之3種 〔黃銅之場合〕 JIS H 3521之2種	六角螺絲 (JIS B 1180)	〔鋼之場合〕 JIS G 3505之3種 〔黃銅之場合〕 JIS H 3521之2種	六角圓頭螺絲 (JIS B 1171)	JIS G 3505之 SWRM 3 JIS G 3123之 SS 41 B-D
有槽木螺絲 (JIS B 1135)	與十字孔木螺絲 相同。				
有槽止動螺絲 (JIS B 1117)	JIS G 4051之 S 15 C S 20 C S 45 C JIS G 4804之 SUM 3	六角螺絲 (JIS B 1180)	O T者之機械性 質並無規定。 4 T之材料只要 能滿足機械性 質即可。	環首螺絲 (JIS B 1168)	JIS G 3101之SS 41 或抗拉強度在41~50 kgf/mm ² ，伸長度在20 %以上 ¹⁾ 或24%以上 ²⁾ 者。 ①JIS 7 2201之2号 ②JIS 7 2201之3号 依試驗片而定
四角形止動螺絲 (JIS B 1118)	此材料與有槽止動螺 絲相同。				
六角孔止動螺絲 (JIS B 1117)	JIS G 4105之 SCM 3 JIS G 4103之 SNCM 6	四角螺絲 (JIS B 1182)	O T者之機械性 質並無規定。 4 T之材料只要 能滿足機械性 質即可。	碟形螺絲 (JIS B 1184)	〔鋼部材料〕 JIS G 5501之FC20， JIS G 5703Z FCMW 34， JIS G 3101之SS 41， JIS G 4051之S20C， JIS H 5101之YB&C 3 〔鋼部材料〕 JIS G 3101之SS 41 JIS G 4051之S20C
基礎螺絲 (JIS B 1178)	JIS G 3101之 SS 41或擁有與此同 等以上之機械 性質者				

6. 使用材料之抗拉強度 σ_B (kgf/mm²)

請參考下面表 III-4 使用材料之抗拉強度。

表 III-4 使用材料之抗拉強度

材 料	J I S 記號	σ_B	JIS規格編號
一般構造壓延鋼材	SS 41	41	G 3101
	SS 50	50	
機械構造用碳素鋼鋼材 N	S 15 C	38	G 4051
	S 25 C	45	
	S 30 C	48	
	S 35 C	52	
機械構造用碳素鋼鋼材 H	S 35 C	58	
軟 鋼 線 材	SWRM 15		G 3505
	SWRM 22		
硬 鋼 線 材	SWRH 27		G 3507
	SWRH 42		
鍍 鉻 鋼 材	SNC 1	75	G 4102
鉻 鋼 材	SCr 2	80	G 4104
	SCr 4	95	
鉻 鉍 鋼 材	SCM 1	90	G 4105
快 削 黃 銅 棒	BsBME 1		H 3422
	BsBME 2		
鍛 造 用 黃 銅 棒	BsBFE 2	32	H 3423
精 鍊 銅 線 $\frac{1}{2}$ H	TCuW1- $\frac{1}{2}$ H	24	H 3504
磷 青 銅 棒	PBB 1-H	35	H 3741
	PBB 2- $\frac{1}{2}$ H	40	
	PBB 2-H	45	
	PBB 3- $\frac{1}{2}$ H	42	
	PBB 3-H	50	
洋 白 棒	NSB 3- $\frac{1}{2}$ H	45	H 3711

7. 螺栓降伏點下限 σ_S (kgf/mm²)

表 III-5 所示為螺栓降伏點

之下限值。

左側 σ_S 值是機械設計手冊, 右

側 σ_S 值是機械學會發表之資料

表 III-5 螺栓降伏點下限

材 料	σ_S kgf/mm ²	σ_S kgf/mm ²
S 10 C	20 ~ 30	21 ~ 26
S 15 C	22 ~ 32	24 ~ 29
S 20 C	22 ~ 32	25 ~ 31
S 25 C	22 ~ 35	27 ~ 33
S 30 C	23 ~ 36	29 ~ 36
S 35 C	23 ~ 38	31 ~ 38
S 40 C	30 ~ 40	33 ~ 41
S 45 C	31 ~ 44	35 ~ 43
S 50 C	32 ~ 47	37 ~ 45
S 55 C	32 ~ 47	40 ~ 48
S N C	55 ~ 84	
S C M	48 ~ 108	

8. 螺栓之雙振抗拉壓縮疲勞強度下限 σ_{wz} (kgf/mm²)

表III-6.7所示是螺栓雙振抗拉壓縮強度下限, 表III-8所示則是機械構造用碳素鋼之雙振抗拉壓縮疲勞強度。

表III-6 螺栓之雙振抗拉壓縮強度下限

材 料		雙振壓縮疲勞限度 σ_{wz}
碳素鋼	$\sigma_B \leq 120 \text{ kgf/mm}^2$	$0.45 \sigma_B$
	$\sigma_B > 120$ "	54 kgf/mm ²
特殊鋼	$\sigma_B \leq 140$ "	$0.50 \sigma_B$
	$\sigma_B < 140$ "	70 kgf/mm ²
鑄 鐵		$0.45 \sigma_B$
鑄 鋼		$0.40 \sigma_B$
鋁 青 銅 (鑄造)		$0.18 \sigma_B$

在表III-6例中

S 25 C

$$\sigma_B = 45 \quad \sigma_{wz} = 20.25$$

SNC 1

$$\sigma_B = 75 \quad \sigma_{wz} = 37.7$$

表III-7 雙振抗拉壓縮疲勞強度

材料種別	抗拉壓縮疲勞限度 σ_{wz}			
	m	n kgf/mm ²	p kgf/mm ²	q kgf/mm ²
機械構造用碳素鋼 (正常化)	0.28	-0.4	30	80
機械構造用碳素鋼 (退火)	0.25	0.3	55	95
錳鉻鋼, 錳鉻鉍鋼	0.33	0	50	120
不銹鋼	0.33	0	50	120
鉻鉍鋼	—	—	—	—
彈簧鋼	—	—	—	—
灰鑄鐵, 可鍛鑄鐵	0.15	0.2	10	60
高力鋁合金, 鎂合金	—	—	—	—

在表III-7例中

S 25 C

$$\sigma_B = 45$$

$$\sigma_{wz} = 12.2$$

S 35 C

$$\sigma_B = 58$$

$$\sigma_{wz} = 14.8$$

SNC 1

$$\sigma_B = 75$$

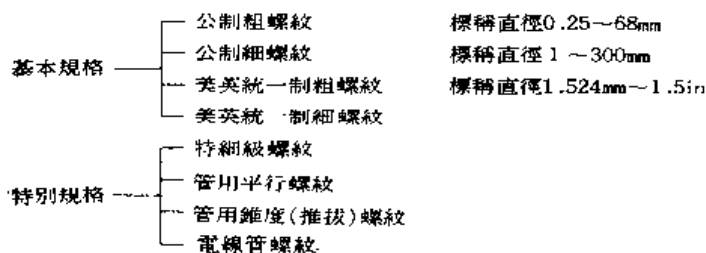
$$\sigma_{wz} = 24.75$$

表III-8 機械構造用碳素鋼之雙振抗拉壓縮疲勞強度

(kgf/mm²)

種別	記 號	雙振抗拉壓縮疲勞強度	種別	記 號	雙振抗拉壓縮疲勞強度	種別	記 號	雙振抗拉壓縮疲勞強度
1種	S 10 C	11~20	7種	S 40 C	18~28	6種	S 35 C	21~35
2種	S 15 C	13~22	8種	S 45 C	19~29	7種	S 40 C	22~36
3種	S 20 C	14~24	9種	S 50 C	20~29	8種	S 45 C	23~36
4種	S 25 C	15~25	10種	S 55 C	21~30	9種	S 50 C	23~36
5種	S 30 C	16~26	—以上屬正常化者—			10種	S 55 C	24~36
6種	S 35 C	17~27	5種	S 30 C	20~33	—以上屬調質者—		

9. 螺栓紋之種類



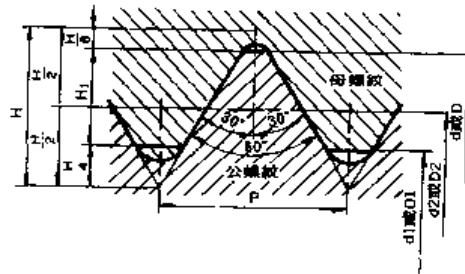
10. 螺栓之螺紋部形狀

基準尺寸由JIS B 0208公制粗螺紋之表選出。

$$\frac{H}{P} = \frac{\text{螺牙高} H_1}{\text{螺根圓角} r}$$

$$\approx \frac{0.54 P}{0.10 P} \quad (\text{公制粗螺紋})$$

P : 螺距 (mm)



圖III-2 螺栓之螺紋部位形狀

11. 螺牙角度 θ (度)

$\left\{ \begin{array}{l} \text{公制螺紋} \\ \text{美英統一制螺紋} \end{array} \right.$	$\theta = 60^\circ$	其他	$\left\{ \begin{array}{l} \text{韋氏螺紋} \\ \text{公制梯形螺紋} \\ \text{韋氏梯形螺紋} \end{array} \right.$	$\theta = 55^\circ$ $\theta = 30^\circ$ $\theta = 29^\circ$
	$\theta = 60^\circ$			

12. 切口係數 $\beta_1; \beta_2$

I-2 請參照切口係數以決定其值。

13. 形狀係數 α_2

I-1 請參照形狀係數以決定其值。

$$\frac{H}{P} = \frac{\text{螺牙高} H_1}{\text{螺根圓角} r}$$

$$\alpha_2 < 1.5 \text{ 時} \quad \alpha_2 / C = 1$$

$$\alpha_2 \geq 1.5 \quad C = 1.5$$

C : 形狀修正係數

14. 尺寸效果係數 ζ_1

請參照 I-4 尺寸效果係數以決定其數值。

$$\zeta_1 = \frac{\text{任意直徑的平滑圓棒軸之疲勞限度}}{\text{直徑10mm的平滑圓棒之疲勞限度}}$$

$$= \frac{\sigma_{wb}}{\sigma_{wb10}}$$

15. 表面係數 ζ_2

請參照 I-3 表面係數以決定其數值。

$$\zeta_2 = \frac{\text{任意表面狀況的試片之疲勞限度}}{\text{表面粗糙度 } 1\mu \text{ 以下的試片之疲勞限度}}$$

表 III-9 轉造螺栓之加工表面係數

螺栓加工法		螺栓材料 強度區分	ζ_2		
螺紋部	頭部·軸部		M4~M8	M10~M16	M18~M30
應力除去後轉造		6.9	1.7	1.8	2.0
冷間抽引		6.9			
淬火, 回火 後轉造		8.8	1.8	2.0	1.8
		10.9			
		12.9			

(註) 轉造後應力除去, 轉造或切削後實施淬火·回火處理者 $\zeta_2 = 1$

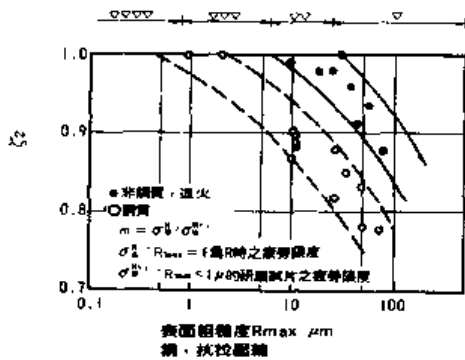


圖 III-3 表面粗糙度與表面係數

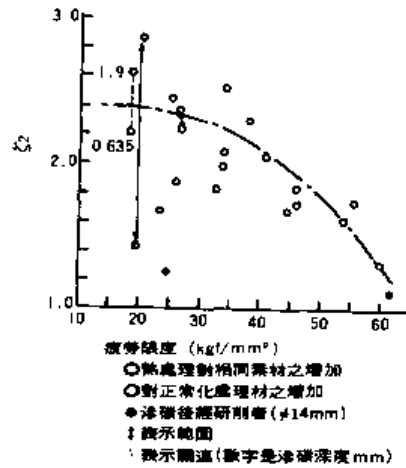


圖 III-4 渗碳之表面係數

複合の場合 $\zeta_2 = \zeta_{21} \cdot \zeta_{22} \cdot \zeta_{23} \dots \zeta_{2n}$

16. 疲勞限度之安全係數 f_m

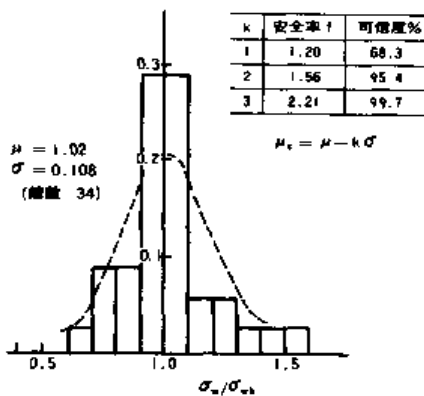


圖 III-5 σ_w / σ_{wk} 之分布

σ_w : 疲勞限度 (kgf/mm²)
 σ_{wk} : 疲勞限度之理論值 (kgf/mm²)

(例) 下限值の場合 $f_m = 1.20$

17. 使用應力之安全係數 f_s

對加諸於螺栓不均之應力，不同之製品尺寸或精度之補償為過負荷且衝擊荷重之頻率不多時而設。

- (例) 應力絕不會超過使用應力時 $f_s = 1.1$
 承受頻率少之過負荷，衝擊性負荷時 $f_s = 1.5 \sim 2$

18. 板材料

參照構成要素5. 使用材料。

19. 板材料之抗拉強度下限 σ_B (kgf/mm²)

請參照構成要素6. 使用材料之抗拉強度。

20. 板之降伏點下限 σ_s (kgf/mm²)

參照構成要素7. 螺栓之降伏點下限。

21. 板之雙摺拉張壓縮疲勞強度下限 σ_{wz} (kgf/mm²)

參照構成要素螺栓之雙摺壓縮疲勞強度下限。

22. 板厚 t (mm)

依使用狀態設定。

23. 初期鎖緊部厚度 l_c (mm)

依使用狀態設定。

24. 螺栓之孔徑 d_c (mm)

依使用狀態設定。

25. 板之彈簧定數 k_c / 螺栓之彈簧定數 k_b

$$\frac{k_c}{k_b} = \left(1.5 + \frac{l}{2d_c}\right)^2 - 1 \quad \text{板是鋼材時，縱彈性係數 } E_e = E_b$$

$$\frac{k_c}{k_b} = \frac{1}{2} \left\{ \left(1.5 + \frac{l}{2d_c}\right)^2 - 1 \right\} \quad \text{板是鑄鐵時，縱彈性係數 } 2E_e = E_b$$

[參考]

E值(kgf/cm²)

鐵	2.15×10^6
軟鋼 (C 0.12~0.20%)	2.12×10^6
硬鋼 (C 0.40~0.50%)	2.09×10^6
鑄鐵	$0.75 \sim 1.30 \times 10^6$

26. 螺栓之最大張力係數(1) ζ_s

$\zeta_s = \text{最大拉張力 } F_{bmax} / \text{螺栓降伏力 } F_s$

ζ_s 之大小顯示於圖 III-6 ζ_s 與鎖緊物厚度之關係 ~ 圖 III-9 ζ_s 與鎖緊物之接觸角。

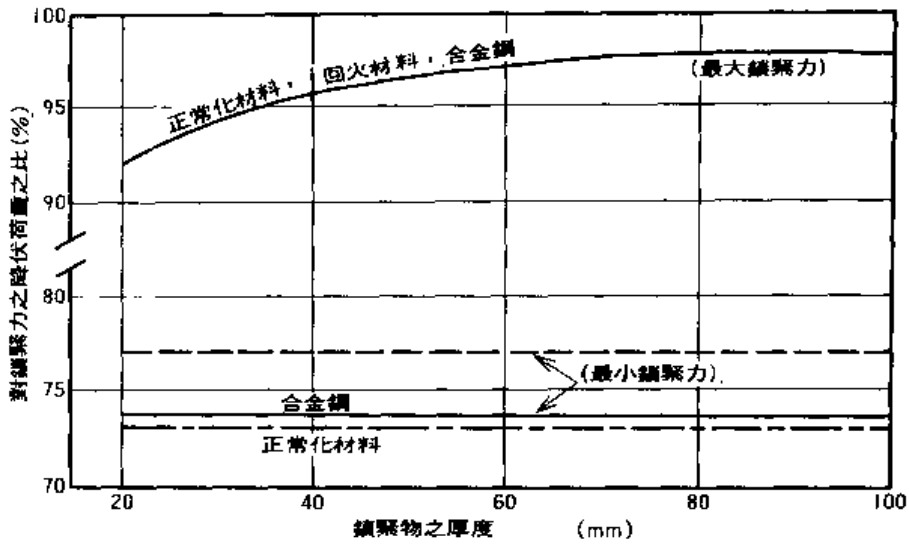


圖 III-6 ζ_s 與鎖緊物厚度之關係

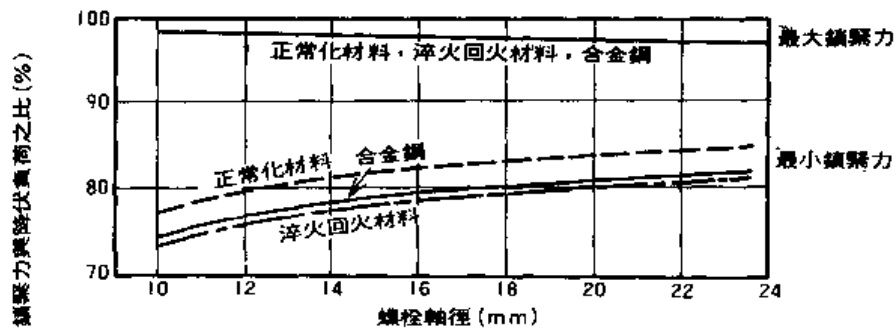


圖 III-7 ζ_s 與螺栓軸徑之關係

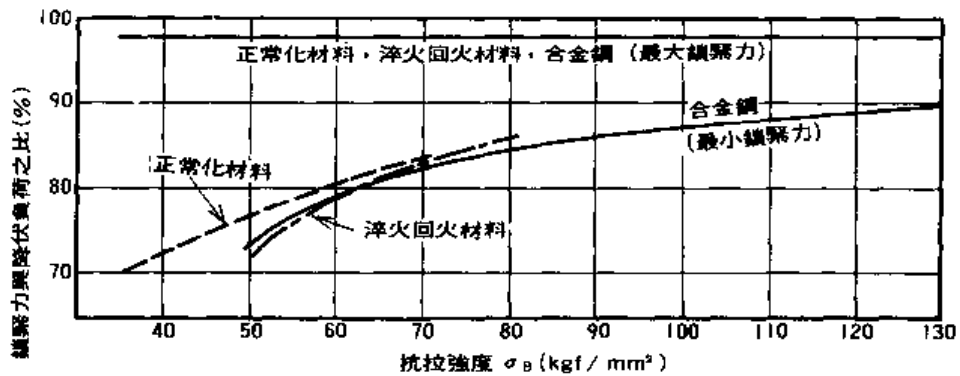


圖 III-8 ζ_s 與抗拉強度之關係

26. 螺栓之最大張力係數(2) ξ_2

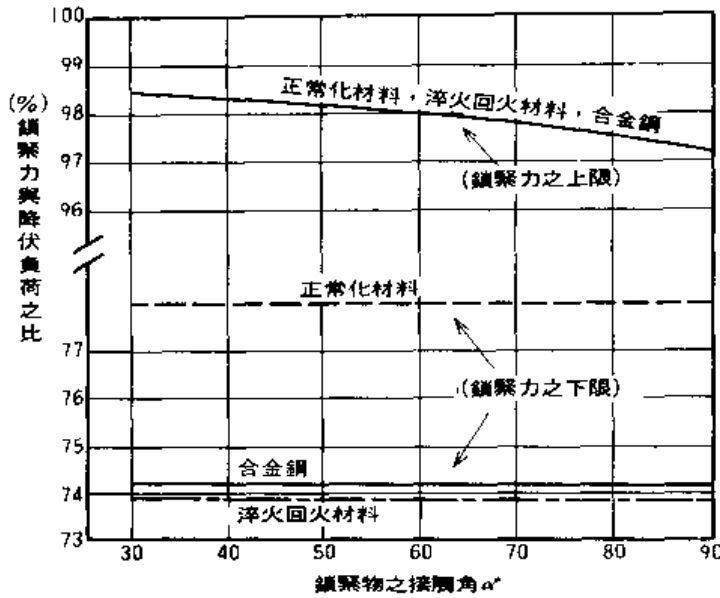


圖 III-9 ξ_2 與鎖緊物之接觸角

27. 力矩係數(1) ξ_1

$$\xi_1 = F_3 / F_0$$

F_3 : 壓縮力 (kgf) F_0 : 初期鎖緊力 (kgf)

鎖緊力矩 T, 鎖緊力 P 以次式表示。

$$T = KdP, \quad K = \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \tan(\phi' + \beta) + \frac{d_n}{d} \mu_1 \right]$$

K: 力矩係數, d: 螺紋之標稱徑 (mm) d_2 : 螺紋之有效徑 (mm)

d_n : 螺栓頭部座面或螺帽座面之平均直徑 (mm)

β : 螺紋之導角 ϕ' : 螺牙接觸面之換算磨擦角 $\{=\tan^{-1} \mu / (\cos \alpha / 2)\}$ (度)

μ : 螺牙接觸面之磨擦係數, α : 螺牙角度

μ_d : 螺栓頭部座面或螺帽座面與被鎖緊物間之接觸面之磨擦係數

由上述可求得力矩係數。

表 III-10 力矩係數 (1)

螺栓 (T)	螺帽 (T)	表面處理	潤滑狀態	力矩係數	
				平均	標準偏差
8-8			乾	0.2056	0.0354
6-4		鍍鋅		0.193	0.043
10-8			乾	0.2090	0.0196
4-4		塗臘		0.1409	0.0175
8-8		"		0.1282	0.0107
6-6		"		0.1005	0.0106
6-6		塗油		0.1902	0.0103

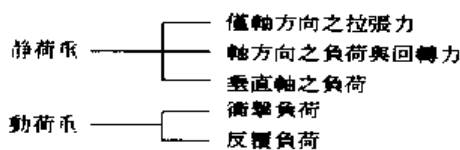
27. 力矩係數(2) K_s

表III-11 力矩係數(2)

螺紋之標稱	螺絲 (T)	螺帽 (T)	潤滑狀態	力矩係數 (平均值)	標準偏差(σ)	平均值 $\pm 3\sigma$
M20	4-4		乾	0.2028	0.0188	0.2216 0.184
	"		淨油	0.3882	0.051	0.5412 0.2352
	"		塗臘	0.1208	0.0071	0.1421 0.0995
	6-6		乾	0.1696	0.019	0.2266 0.1126
	"		淨油	0.2405	0.010	0.2505 0.2305
	"		塗臘	0.095	0.0041	0.1073 0.0827
	8-8		乾	0.1735	0.0225	0.24105 0.10505
	"		塗臘	0.0934	0.009	0.12046 0.06646
	"		淨油	0.1864	0.0093	0.2143 0.1585
	"		乾	0.1774	0.029	0.2644 0.0904
M16	"		塗臘	0.0784	0.00495	0.0933 0.0636
	"		淨油	0.165	0.013	0.204 0.126
	4-4		乾	0.2195	0.03805	0.3336 0.1053
	6-6		"	0.1923	0.02822	0.2205 0.1640
	8-8		"	0.1736	0.01726	0.2253 0.1218
M12	10-8		"	0.1445	0.0103	0.1754 0.1136
	4-4		乾	0.425		
	6-4		"	0.2615		
	8-8		"	0.254	0.036	0.362 0.104
	"		塗臘	0.163	0.017	0.214 0.112
	10-8		乾	0.247	0.0343	0.3499 0.1441
M10	"		塗臘	0.139	0.015	0.184 0.094
	4-4		乾	0.3577		
	6-4		"	0.300		
	4-4		塗臘	0.161	0.028	0.245 0.077
	"		淨油	0.223	0.038	0.337 0.109
	8-8		乾	—		
	10-8		"	—		
	8-8		塗臘	0.076	0.0068	0.1164 0.0756
M8	"		淨油	0.195	0.0128	0.2334 0.1566
	6-4		乾	0.257	0.0383	0.3719 0.1421
	6-6		"	0.290	0.0386	0.4058 0.1742
	8-8		"	—		
	10-8		"	*		
	6-6		塗臘	0.106	0.0171	0.1573 0.0547
	6-6		淨油	0.232	0.0192	0.2896 0.1744

(註) *若缺損則力矩係數會有變化, 而不適用。

28. 作用力之區別



29. 靜負荷時螺栓之降伏力 F_s (kgf)

$$F_s = 0.75 \sigma_s (\pi/4) d_1^2$$

σ_s : 螺栓之降伏點下限(kgf/mm²), d_1 : 螺栓螺紋之根徑(mm)

30. 動負荷時螺栓之降伏力 F_s (kgf)

$$F_s = \frac{(1 - \xi_3)k_b + k_c}{(1 - \xi_3)\xi_s(k_b + k_c)} F \quad (F_{min} = 0 \text{ 時 } F = F_{max})$$

F : 螺栓之作用力 (kgf)

k_b : 螺栓之彈簧定數 · k_c : 板之彈簧定數

ξ_3 : 力矩係數 · ξ_s : 螺栓之最大張力係數

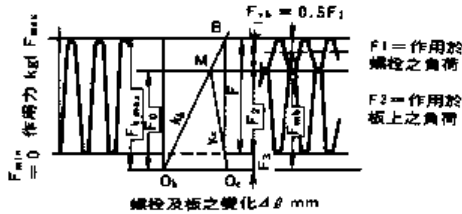


圖 III-10 作用於螺栓之變動負荷與變位

橫軸變位和 $\Sigma \Delta l = \Sigma \text{力} F / \text{彈簧定數} K$

$$F = (k_b + k_c/k_b) F_1 = F_{bmax} - F_3 = \xi_s F_s - \xi_3 F_0$$

31. 施加於螺栓之初期鎖緊力 F_0 (kgf)

$$F_0 = 0.7\sigma_s (\pi/4)d_1^2$$

σ_s : 螺栓之降伏點下限 (kgf/mm²)

d_1 : 螺栓之螺紋根徑 (mm)

表 III-12 鋼製螺栓之初期鎖緊力(1)

每支螺栓承受之負荷			初期鎖緊力 F_f (kgf)	螺紋標稱徑 ⁽¹⁾ (mm)			
螺紋軸方向之靜負荷 F_t (kgf)	螺紋軸方向之動負荷 F_s (kgf)	螺紋徑方向之靜·動負荷 W (kgf)		強度區分			
			6.9	8.8	10.9	12.9	
160	100	32	250	4	4	—	—
250	160	50	400	5	5	4	4
400	250	80	630	6	6	5	5
630	400	125	1000	7	7	6	5
1000	630	200	1600	9	8	7	7
1600	1000	315	2500	12	10	9	8
2500	1600	500	4000	14	14	12	10
4000	2500	800	6300	18	16	14	12
6300	4000	1250	10000	22	20	16	16
10000	6300	2000	16000	27	24	20	20
16000	10000	3150	25000	—	30	27	24
25000	16000	5000	40000	—	—	30	30

表 III-13 鋼製螺栓之初期鎖緊力(2)

標稱	螺栓之初期鎖緊力 F_f (kgf)			
	強度區分			
	6.9	8.8	10.9	12.9
M 4	325	390	545	655
M 5	535	635	895	1070
M 6	755	900	1260	1510
(M 7)	1110	1320	1850	2220
M 8	1390	1650	2320	2790
(M 9)	1860	2200	3090	3710
M10	2210	2620	3690	4430
M12	3240	3830	5400	6450
M14	4430	5250	7400	8850
M16	6150	7300	10200	12300
M18	7400	8800	12400	14800
M20	9600	11400	16000	19200
M22	11900	14100	19900	23900
M24	13800	16400	23000	27600
M27	18100	21500	30200	36300
M30	22100	26200	36800	44200

註(1) 螺紋圓筒部與螺紋部(JIS公制螺紋)外徑相等的公螺絲の場合
不需計算可直接利用上表。

表 III-13(2)是無外力時螺栓之初期鎖緊力。

表以外者可利用前述公式計算以為標準。

32. 加於螺栓之平均拉張負荷 F_{mb} (kgf)

$$F_{mb} = F_0 + \frac{1}{2} F_1 = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{k_c}{(1 - \xi_3)k_b + k_c} \right\} \xi_s F_s$$

F_0 : 加於螺栓之初期鎖緊力 (kgf)

F_s : 動負荷時之初期降伏力 (kgf)

ξ_3 : 力矩係數

ξ_s : 螺栓之最大張力係數

k_b : 螺栓之彈簧定數, k_c : 板之彈簧定數

33. 加於螺栓之反覆負荷 F_{vb} (kgf)

$$F_{vb} = \frac{1}{2} F_1 = \frac{1}{2} \left\{ 1 - \frac{k_c}{(1 - \xi_3)k_b + k_c} \right\} \xi_s F_s$$

34. 加於螺栓之等值靜拉張負荷 F_{ab} (kgf)

$$F_{ab} = \frac{\alpha_2}{C} F_{mb} + \frac{f_m \beta_x \sigma'_s}{\xi_{1b} \xi_2 \sigma'_{vs}} F_{vb}$$

f_m : 疲勞限度之安全係數

α_2 : 形狀係數

β_x : 切口係數

ξ_{1b} : 尺寸效果係數

C : $\alpha < 1.5$ 時

$\alpha \geq 1.5$ 時 $C = 1.5$

σ'_s : 板之降伏點下降 (kgf/mm²)

σ'_{vs} : 板之雙振拉張壓縮疲勞強度之下限 (kgf/mm²)

ξ_2 : 表面係數

35. 螺栓之螺紋根徑 d_1 (mm)

$$d_1 = \sqrt{(4f_s/\pi\sigma_s) F_{ab}}$$

一般螺紋 $0.62 \sim (d_1/D)^2 \sim 0.72$

36. 螺栓螺紋根徑之規格值 d_{b3} (mm)

依 $d_{b3} > d_1$ JIS B0201 微小型螺紋 ~ JIS B0208 公制粗螺紋而定。

37. 螺栓螺紋外徑 d (mm)

依 $d < d_1$ JIS B0201 微小型螺紋 ~ JIS B0208 公制粗螺紋而定。

38. 螺栓有效長度 l_b (mm)

$$l_b = l_c + l_n + l_p$$

l_n : 螺帽高度 (mm) l_p : 座面高度 (mm) l_c : 鎖緊部厚度 (mm)

JIS B1181 六角螺帽 JIS B1256 平華可而定。

39. 螺栓長度 l (mm)

$l > l_b$ 請參考 JIS 之各項目之標準長。比上述更大者亦有製造。

唯最經濟的範圍乃 $(2 \sim 6)d$

40. 螺栓螺紋部長度 S (mm)

$S > l_{b3}$ (螺栓之有效螺紋部長部) 參照 JIS 之螺紋規格。

41. 螺栓螺紋之有效徑 d_2 (mm)

依JIS B0201微小型螺紋~JIS B 0208公制粗螺紋而定。

42. 螺栓頭下側之外徑 d_{b1} (mm)

$$d_{b1} = d$$

d : 螺栓螺紋外徑 (mm)

43. 螺栓頭下側之長度 l_{b1} (mm)

請參照構成要素39. 螺栓長度 l 。

44. 螺栓外徑 d_{b2} (mm)

$$d_{b2} = d_2 \text{ (或 } d \text{)}$$

45. 螺栓之中間部位長度 l_{b2} (mm)

$$l_{b2} = l - S - l_{b1}$$

l : 螺栓長度 (mm) S : 螺栓螺紋部位長度 (mm)

46. 螺栓之有效螺紋部位長度 l_{b3} (mm)

$$l_{b3} = l_b - (l_{b1} + l_{b1}) = 2d + (1.2 \sim 1.25) l$$

l' = 螺紋長度的階段差之最大值 (mm) :

47. 螺栓之彈簧常數 k_b (kgf/mm)

$$k_b = F_0 / \Delta l_b = E_b A_b / l_b = (E_b / 0.95) (A_{b1} / l_{b1} + A_{b2} / l_{b2} + \dots) = (\pi E_b / 0.95 \times 4) \sum_{i=1}^n \frac{d_i^2}{l_{bi}}$$

Δl_b : 螺栓之變位 (mm)

A_b : 螺栓之斷面積 (mm²)

F_0 : 加於螺栓之初期鎖緊力 (kgf)

48. 螺栓頭之對面寬 B (mm)



請參照JIS B 1180六角螺栓 JIS B 1182四角螺栓
JIS B 1163四角螺栓 JIS B 1181六角螺栓

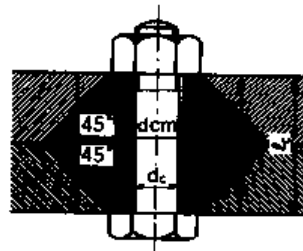
圖III-11 螺栓頭之對面寬

49. 板之壓縮力等值圓筒外徑 d_{cm} (mm)

$$d_{cm} = B + \frac{l_c}{2} = 1.5d_c + \frac{l_c}{2}$$

d_c : 螺栓孔徑 (mm)

l_c : 鎖緊部厚度 (mm)



圖III-12 等值圓筒外徑

50. 板之彈簧常數 k_c (kgf/mm)

$$k_c = F_0 / \Delta \ell_c = E_c A_c / \ell_c = \{ \pi E_c (d_{cm}^2 - d_c^2) \} / \Delta \ell_c$$

$$= (\pi E_c d_c^2 / \Delta \ell_c) \{ (1.5 + \frac{\ell_c}{2d_c})^2 - 1 \}$$

$$\div (E_c / \ell_c) \{ (\pi/4)(B+t)^2 - \pi d_o^2 / 4 \} \quad (\text{ただし } \ell = 2t < 3d)$$

- ℓ_c : 鎖緊部厚度 (mm)
- F_0 : 加於螺栓之初期鎖緊力 (kgf)
- E_c : 板之縱彈性係數
- A_c : 板之斷面積 0.05
- d_c : 螺栓之孔徑 (mm)
- B : 螺栓之二面幅 (mm) t : 板厚 (mm)

51. 對構成要素25~50進行徹底檢查修正之

52. 施加於板上之反覆負荷 F_{mc} (kgf)

$$F_{mc} = F_0 - \frac{1}{2} F_2 - F_0 - \frac{1}{2} (F_1 - F_1)$$

53. 施加於板上之反覆負荷 F_{vc} (kgf)

$$F_{vc} = \frac{1}{2} F_2 = \frac{1}{2} (F - F_1) \quad F_1 = F - \frac{k_b}{k_b + k_c}$$

54. 施加於板上之等值靜態負荷 F_{ec} (kgf)

$$F_{ec} = \frac{\alpha_z}{C} F_{mc} + \frac{f_m \beta_z \sigma_s}{\xi_{1b} \xi_2 \sigma_{ws}} F_{vc}$$

- f_m : 疲勞限度之安全係數
- α_z : 形狀係數 β_z : 切口係數 ξ_{1b} : 尺寸效果係數
- ξ_2 : 表面係數 σ_s : 板之降伏點下限 (kgf/mm²) $\sigma_{Bf_s} \alpha_z / \sigma_s$
- σ_{ws} : 板之雙振拉張壓縮疲勞強度下限 (kgf/mm²)

55. 板之等價圓筒外徑 d_{cm} (mm)

$$d_{cm} = \sqrt{(4F_s / \pi \sigma_s)(F_{ec} + d_c^2)}$$

- d_c : 螺栓孔徑 (mm) F_s : 承受動負荷時螺栓之降伏力 (kgf)
- σ_s : 板之降伏點下限 (kgf/mm²)

56. 欲得初期鎖緊力 F_0 時所需之螺栓鎖緊力矩 T (mmkgf)

$$T = \frac{d_2}{2} F_0 \tan(\gamma + \lambda) + \frac{D}{2} \tan \lambda$$

$$= \frac{d_2}{2} F_0 \tan(\gamma + \lambda) + \frac{D}{2} \mu_n F_0$$

$$= \left(\frac{d_2}{2} \frac{\pi \mu d_2 + L_s}{\pi d_2 - \mu L_s} + \frac{D}{2} \mu_n \right) F_0$$

λ : 螺牙面上摩擦角(度) = $\tan^{-1}(\mu / \cos \beta / 2)$ μ : 摩擦係數 = 0.15 ~ 0.2

$\theta/2 = \tan^{-1}(\tan \frac{\theta}{2} \cos \gamma)$ θ : 螺牙角度 = 55度 ~ 60度

D : 螺帽座面之平均直徑 (mm) = $(d_c + B) / 2$ μ_n : 螺帽座面上之摩擦係數

d_2 : 螺紋有效徑 (mm)

L_s : 螺紋導程 (mm) γ : 螺紋導角(度)

57. 螺紋・螺紋之導角 γ (度)

$$\gamma = \tan^{-1} (L_e / \pi d_2)$$

d_2 = 螺紋之有效徑 (mm)

L_e : $P \times n$ (n : 條數)

鎖緊用之螺紋若充分考慮安全時, $\mu = 0.55$ 以下者取 $\gamma = 2^\circ 30'$

(唯若 $d < 10\text{mm}$ 時 γ 值應採稍大)

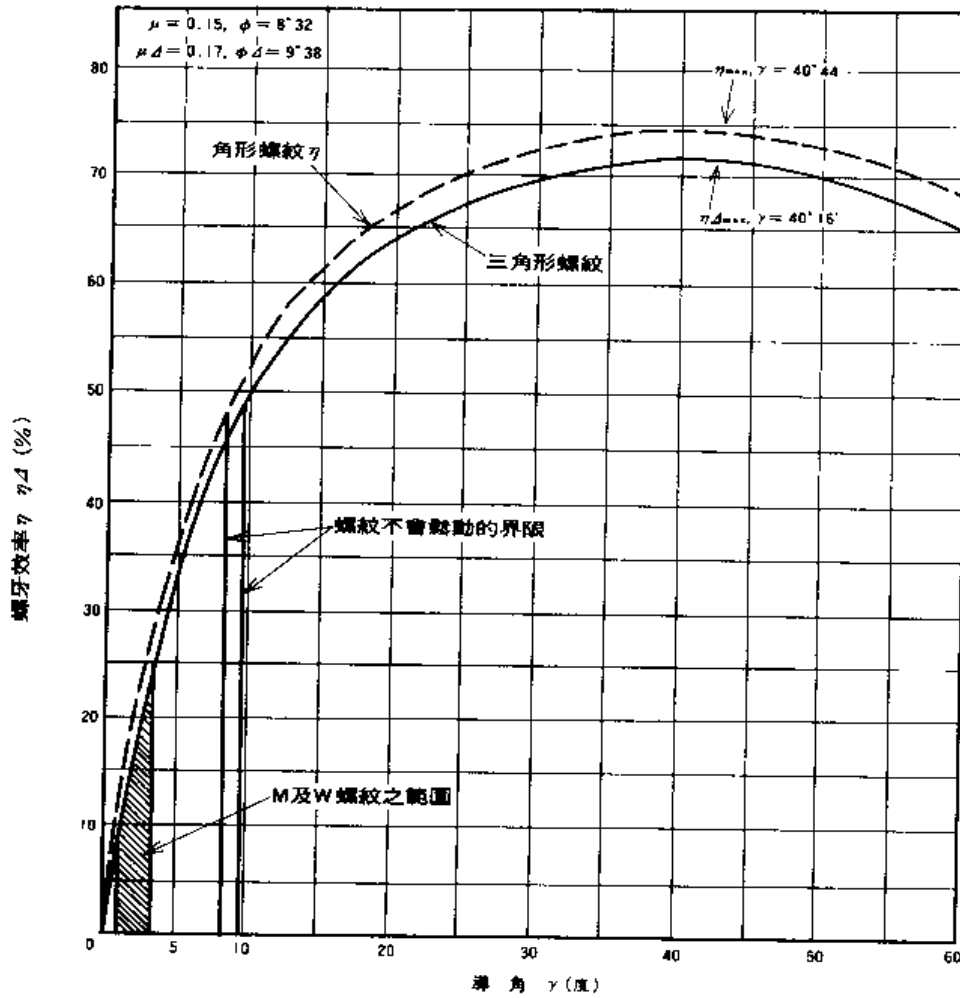


圖 III-13 螺牙效率

58. 鬆動螺絲所需之力矩 T' (mmkgf)

$$T' = \frac{d_2}{2} \left(\frac{\pi \mu d_2 - L_e}{\pi d_2 + \mu L_e} + \frac{D}{2} \mu_n \right) F_0$$

D : 中間片內徑 (mm)

μ : 摩擦係數

μ_n : 螺帽座面之摩擦係數

F_0 : 加於螺絲之初期鎖緊力 (kgf)

59. 螺牙效率 η

$$\eta = \frac{F_0 L_e}{2\pi T} = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \lambda) + \frac{D}{d_2} \mu_n}$$

$$\approx \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \lambda)}$$

- F_0 : 加於螺絲之初期鎖緊力(kgf)
- L_e : $P \times n$ (n : 條數)
- T : 爲了得到 F_0 螺絲所需之鎖緊力矩(kgfmm)
- γ : 螺絲之導角(度)
- λ : 螺牙面之磨擦角
- d_2 : 螺絲螺紋之有效徑(mm)
- D : 中間片之內徑(mm)
- μ_n : 螺帽座面之磨擦係數

自立條件 $\eta_{max} = 0.5$ $\eta = 50\%$ 以下者請參照 III-1-17圖III-3

60. 容許界限之尺寸公差

請參照JIS B 0209公制粗螺紋的容許界限尺寸及公差~JIS B 0212英美統一細螺紋的容許界限尺寸及公差以決定之。

61. 特殊加工之有無

[例] 如有止鬚動片、
皿形孔時，必須考慮效果係數。

62. 其他螺牙零件使用之有無

[例] 對華司，梢、螺帽等
均須考慮其效果，以決定其值。

(計算例) 螺帽之高度 $h = ZP \approx 0.8d$ 以上， Z = 螺紋之條數， P : 螺距

63. 墊片之有無

考慮使用條件，以決定墊片是否需要。

64. 使用墊片時承受之拉張力 F_{bp} (kgf)

$$F_{bp} = \left(\frac{c}{c+e} \right) P + F_0 = KP + F_0$$

- e : 單位負荷墊片之伸長(mm/kgf)
- c : 單位負荷墊片之短縮(mm/kgf)
- P : 因壓力使蓋子凸起時所受之力(kgf)
- K : 表III-14所示乃墊片之K值

表III-14 墊片之K值

墊片種類	K 值	墊片種類	K 值
螺絲配上軟質墊片	1.00	貫穿螺絲配上硬鋼墊圈	0.25
貫穿螺絲配上軟質墊片	0.75	貫穿螺絲直接與金屬接觸	0
貫穿螺絲配上軟鋼墊圈	0.50	(無墊圈)	

65. 表面處理之有無

表 III-15 所示乃螺牙零件與表面處理。

表 III-15 螺牙部品用表面處理

種 類	厚 度 (μ)	J I S 記 號	適 用
電氣鍍鋅 鉻酸處理	2	ZMC 1	鐵鋼材, 一般用 (廣泛的使用於耐久消費材等)
	5	ZMC 2	
電氣鍍鋅 重鉻酸處理	2	ZMC 1 (干涉色)	鐵鋼材, 耐蝕用 (廣泛的使用於工業用機器等)
	5	ZMC 2 (干涉色)	
鍍 錫	2	BNM 1	黃銅材, 一般用
鍍 黑 錫	2	BNM 1 (黑)	鐵鋼材, 美觀用 (照相機、收音機等)
鍍 鉛	3	FC.M 1 A	鐵鋼材, 美觀用
	2	BC.M 1	黃銅材, 美觀用
鍍 錫	2	—	鐵鋼材, 導電部用
	3	—	鐵鋼材, 鍍槍用
鍍 銀	2	—	黃銅材, 導電用
	3	—	
氧 化 鐵 被 覆	0.2~0.3	—	鐵鋼熱處理品, 簡易處理用 (附六角孔之螺栓 附六角孔之止鬆螺牙及其他)
磷 酸 塩 被 覆	0.5~1	—	鐵鋼材, 一般簡易處理用
鍍 溶 配 鋅	50	HDZ35A	鐵鋼材, 屋外耐蝕用
	57	HDZ40A	
鍍 溶 融 鋁	60	HDA 1	鐵鋼材, 屋外耐蝕、美觀用

66. 頭部之種類

螺栓頭部之種類如表 III-16 所示。


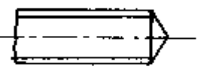
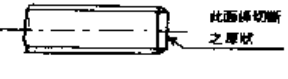
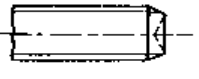
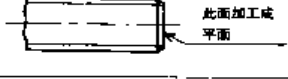

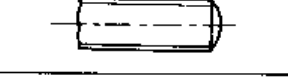
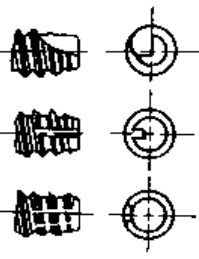

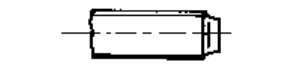
表 III-16 頭部種類

頭部種類	形 狀	頭部種類	形 狀	頭部種類	形 狀
六 角		圓 盤 形		角 盤 形	
四 角		平 頭 形		方 圓 盤 頭 形	
圓 形		平 頂 盤 頭		方 頭 圓 頭 形	
錐 形		圓 頭 錐 形 (Truss)		12 點 形	
平 頭 形		圓 頭 結 合 形 (Bind)		帶 槽 形	
鼓 錐 形		圓 頭 形 (Brazer)		六 角 孔 形	
圓 頭 形		帶 座 形		四 角 孔 形	
盤 形				十 字 孔 形	

67. 螺牙端之種類

表III-17所示乃螺牙端之種類。

表III-17 螺牙端之種類

螺牙端種類	形 狀	螺牙端種類	形 狀
粗 端		錐 形 端	
半 粗 端		杯 形 端	
平 形 端		螺 旋 端	
圓 形 端		有 槽 端	
桿 形 端			
半 桿 形 端			

68. 螺栓頭部強度(剪斷破壞負荷) F_{bH} (kgf/mm^2)

$$F_{bH} = \pi d_c H' \tau$$

H' : 螺栓頭部高度 (mm) τ : 材料之剪斷應力 (kgf/mm^2)

$d_c : d + \rho$ (mm)

金属材料時 $\tau / \sigma \approx 0.65\%$

$\rho = (0.10 \sim 0.125)d \dots\dots$ 銑前

$= (0.20 \sim 0.30)d \dots\dots$ 轉造

小徑螺栓の場合、若 B/d 小時取 ρ 之最小值

大徑螺栓の場合 B/d 小時取 ρ_i 最小值

由此可得 H'/d ($F_{ed} > F_{bH}$) 值最小

表III-18 螺栓頭部高度及形狀係數

螺紋標稱 (粗牙)	螺栓頭部高 H'/d		螺 栓 頭 部 之 形 狀 係 數
	現時使用者	頭部高之界限	
M 8	0.69	0.26	2.54
M10	0.70	0.27	2.77
M12	0.67	0.27	2.65
M16	0.62	0.28	3.24
M20	0.65	0.28	3.13
M24	0.63	0.29	3.49

69. 界限長度 L (mm)

ISO 螺紋 $L_{min} = 2.24Pd^{0.2}$
 $L_{max} = 6.7Pd^{0.2}$

$\sigma_n \geq \sigma_b$

$$L \geq \left\{ \frac{A_{Smax}}{\pi(D_{max} - AB_{min}\sin\varphi)AB_{min}} \frac{\cos\rho \cos\alpha}{\cos(\alpha - \varphi - \rho)} \cdot \left(\frac{1}{\sigma} + 0.5 \right) \right\} P$$

$$A_{Smax} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_{2max} + d_{1max}}{2} \right)^2$$

$$\overline{AB}_{min} = \left\{ \frac{P}{2} + (d_{2min} - D_{1max})\tan\alpha \right\} \frac{\cos\alpha}{\cos(\alpha + \varphi)}$$

$\tau/\sigma : 0.65$

$\varphi : 18^\circ$

$\rho : 8^\circ 30'$

P : 螺距 (mm)

D : 中間片內徑 (mm)

d_2 : 有效徑 (mm)

d_1 : 根徑 (mm)

$\sigma_b \geq \sigma_n$

$$L \geq \left\{ \frac{A_{Smax}}{\pi(d_{min} + AB_{min}\sin\varphi)AB_{min}} \frac{\cos\rho \cos\alpha}{\cos(\alpha - \varphi - \rho)} \cdot \left(\frac{1}{\sigma} + 0.5 \right) \right\} P$$

A_{Smax} : 與 $\sigma_n \geq \sigma_b$ 時相同

$$\overline{AB}_{min} = \left\{ \frac{P}{2} + (d_{1min} - D_{2max})\tan\alpha \right\} \frac{\cos\alpha}{\cos(\alpha + \varphi)}$$

$\tau/\sigma : 0.6$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \text{ (mm)}$$

$$d_3 = d_1 - 2 \left(\frac{H}{4} - \frac{H}{6} \right) = d - 1.227P \text{ (mm)}$$

70. 螺栓頭下圓形頸部之干涉

Δ_y : 螺絲零件之頸部座面與被鎖物間之隙

$$\Delta_y = r - \sqrt{r^2 - a^2}$$

$$a = \frac{d_c - (d_1 + 2r)}{2}$$

d_c : 螺栓孔徑 (mm)

d_1 : 螺栓之標稱徑 (mm)

r : 頸部圓形半徑 (mm)

Δ_y : 0 或 (+) 表示可能, (-) 表示不可能

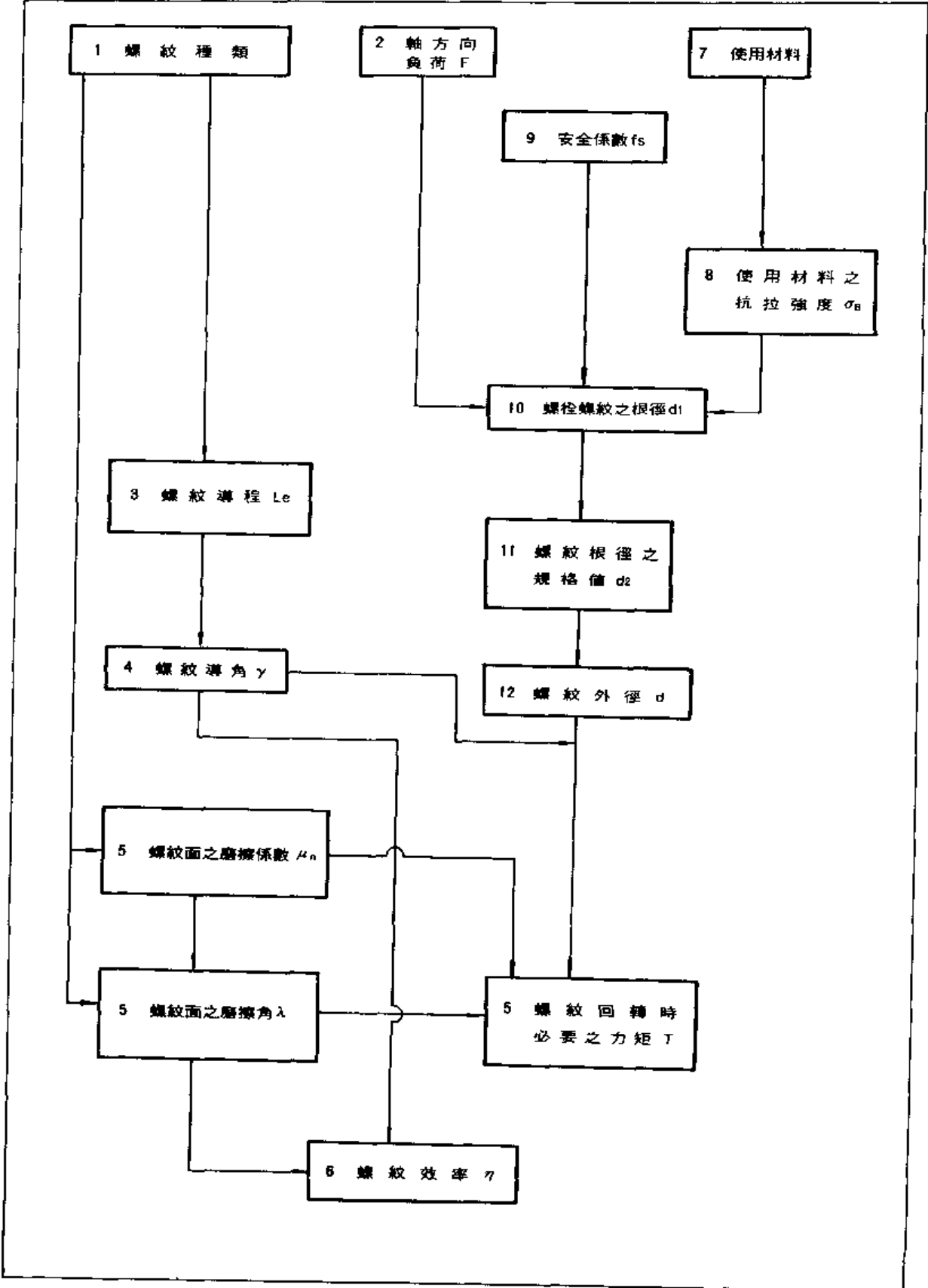
$\Delta_y < 0.15\text{mm}$ 時原樣使用。

$\Delta_y > 0.15\text{mm}$ 時須倒角

$$a = \frac{(d_c + 2e) - (d_1 + 2r)}{2}$$

e : 倒角尺寸 (mm)

III-2-1 (流程圖)



1. 螺紋種類

螺紋種類有梯形螺紋(29度, 30度)與三角螺紋(公制, 英美統一制等)。

2. 軸方向負荷 F (kgf)

依使用條件或狀態設定之。

3. 螺紋之導程 L_e (mm)

$$L_e = ZP$$

Z : 螺紋條數

P : 螺距(mm)

4. 螺紋導角 γ

$$\gamma = \tan^{-1}(L_e/\pi d_2)$$

d_2 : 螺紋之有效徑(mm)

5. 螺紋回轉時必要之力矩 T (mmkgf)

$$T = \frac{d_2}{2} F \tan(\gamma + \lambda) + \frac{D}{2} \mu_n F$$

D : 承受軸向力之平均直徑(mm)

μ_n : 軸向承受面之摩擦係數

λ : 螺紋面之摩擦角度

梯形螺紋的情況時

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{\mu}{\cos \frac{\theta}{2}}$$

$$\frac{\theta'}{2} = \tan^{-1}(\tan \frac{\theta}{2} \cos \gamma)$$

$$\theta = 30 \text{ (度)}$$

三角螺紋的情況時

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{\mu}{\cos \frac{\theta}{2}}$$

$$\frac{\theta'}{2} = \tan^{-1}(\tan \frac{\theta}{2} \cos \gamma)$$

$$\theta = 60 \text{ (度)} \quad (\text{公制螺紋, 英美統一制螺紋})$$

6. 螺紋效率 η

$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \lambda) + \frac{D}{d_2} \mu_n}$$

γ : 螺紋導角(度)

λ : 螺紋面之摩擦角(度)

D : 承受軸向力之面之平均直徑(mm)

d_2 : 螺紋之有效徑(mm)

μ_n : 軸向承受面之摩擦係數

7. 使用材料

由鎖緊用螺紋之構成要素5，使用材料來決定。

8. 使用材料之抗拉強度 σ_B (kgf/mm²)

由鎖緊用螺紋之構成要素6，使用材料之抗拉強度來決定。

9. 使用應力之安全係數 f_s

($f_s = 1.1$)

若為傳送用螺紋時，採用使用應力不會過度之係數。

10. 螺栓根徑 d_1 (mm)

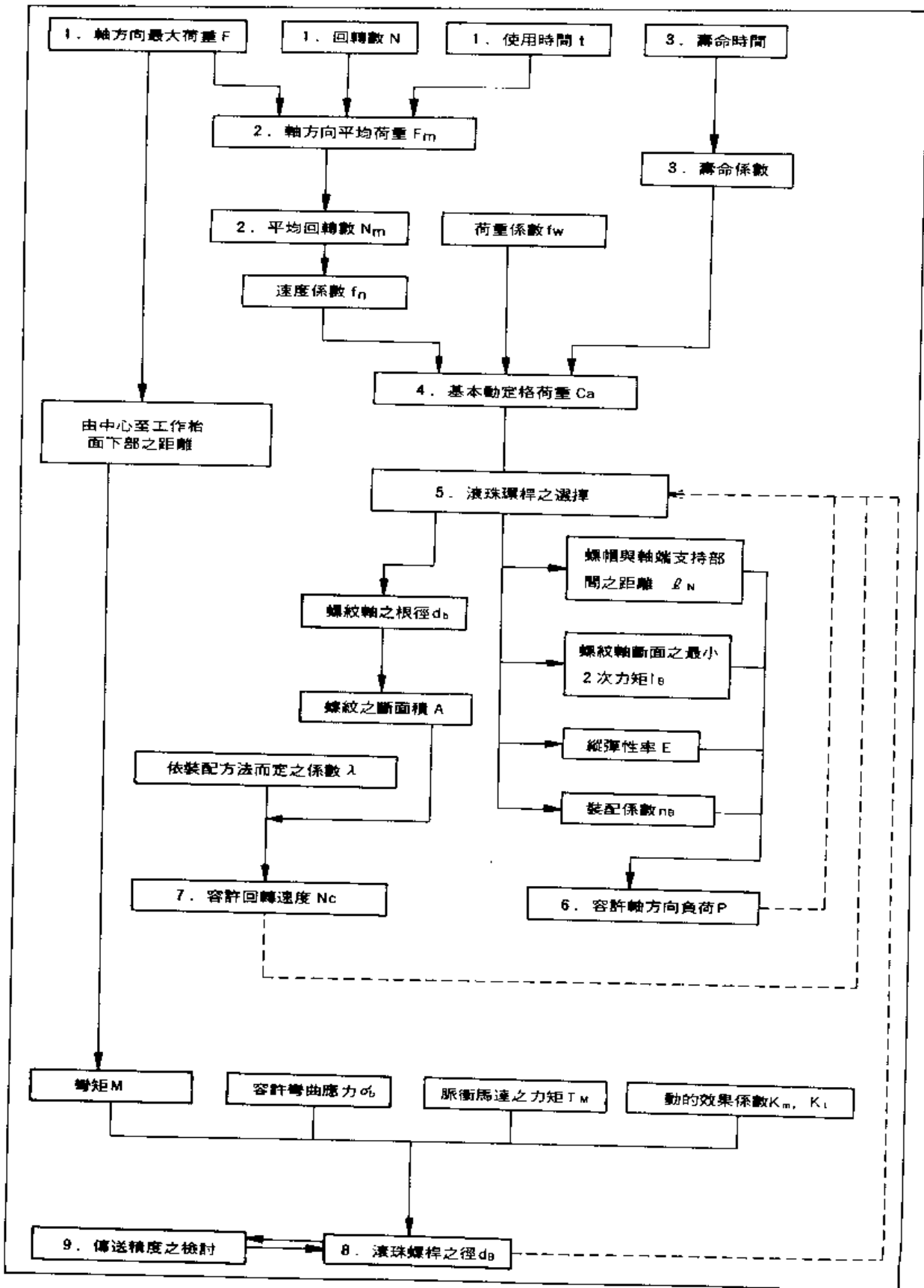
$$d_1 = \sqrt{\frac{4f_s}{\pi\sigma_B} F}$$

11. 傳送用螺紋根徑之規格值 d_2 (mm)

$$d_2 > d_1$$

12. 傳送用螺紋之外徑 d (mm)

請參照JIS B 0221 30度台形螺紋，JIS B 0207公制螺紋，JIS B 0206，0208英美統一制螺紋以決定之。



1. 軸方向負荷 F (kgf) · 回轉數 N (rpm) · 使用時間 t (%)

加工時因軸方向負荷、回轉數都會變動，所以必須求得軸方向之平均負荷，平均回轉數在此時，依使用條件決定下列數值。

軸方向最大荷重 F_1 (kgf) · 回轉數 N_1 (rpm) · 使用時間 t_1 (%)

軸方向常用荷重 F_2 (kgf) · 回轉數 N_2 (rpm) · 使用時間 t_2 (%)

軸方向最小荷重 F_3 (kgf) · 回轉數 N_3 (rpm) · 使用時間 t_3 (%)

例如，若滾珠螺桿使用於車床刀架之移動時，最大負荷就是重切削時的值，最小負荷就是切削終了時刀架以快速回到原位時的值。使用時間 $t_1 \sim t_3$ 若能符合要求選擇則可正確的求得，又若 t 值以百分比表示使 $t_1 + t_2 + t_3 = 100$ 則計算非常容易。

2. 軸方向平均負荷 F_m (kgf) · 平均回轉數 N_m (rpm)

$$F_m = \left(\frac{F_1^3 \cdot N_1 \cdot t_1 + F_2^3 \cdot N_2 \cdot t_2 + F_3^3 \cdot N_3 \cdot t_3}{N_1 \cdot t_1 + N_2 \cdot t_2 + N_3 \cdot t_3} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$N_m = \left(\frac{N_1 \cdot t_1 + N_2 \cdot t_2 + N_3 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3} \right)$$

3. 壽命時間 h_j (時間)

決定滾珠螺桿被要求之平均壽命時間，此時，若取值太大，則滾珠螺桿之尺寸會大增，使價格變高而不利。

一般參照表 III-19。

表 III-19 各種機械之壽命時間

工作機械	20000小時
自動控制裝置	15000
產業機械	10000
計測裝置	15000

4. 基本動定格負荷Ca (kgf)

$$f_h = \left(\frac{h_f}{500} \right)^{1/3}$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{Nm} \right)^{1/3}$$

h_f : 壽命時間 (小時) Nm : 平均回轉數 (rpm)

f_h : 壽命係數 f_n : 速度係數

$$C_a = \frac{f_h \cdot f_n}{f_0} \cdot F_m$$

f_w : 荷重係數 (表III-20參照) F_m : 軸方向平均荷重

表III-20 負荷係數

負荷種類	負荷係數f _w
無衝擊之圓滑運轉時	1.0~1.2
普通之運轉時	1.2~1.5
伴隨衝擊振動之運轉時	1.5~2.5

5. 滾珠螺桿之選擇

若基本動定格負荷 C_a 已定，則依表III-21求最接近之數值以決定滾珠螺桿，而其中之螺紋外徑、導程、螺帽、螺帽長度等配合使用目的，裝配條件作選擇。

表III-21 基本動定格荷重 C_a (kgf)

項目 滾珠螺桿編號	螺紋軸外徑 d _B (mm)	導程 L _B (mm)	A	B	C	D
			2.5 卷 1 列	3.5 卷 1 列	2.5 卷 2 列	2.5 卷 3 列
BS 1405	14	5	510	640	840	—
BS 2005	20	5	605	770	1000	1350
BS 2805	28	5	715	900	1160	1550
BS 2006	20	6	605	770	1000	—

6. 容許軸方向荷重 P_G (kgf)

依使用條件在軸方向發生最大壓縮負荷時，應檢討使軸不致發生撓度。

$$P_G = \frac{n_B \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_B}{\ell_N^2}$$

E ：縱彈性係數 (kgf/mm²)

I_B ：螺紋軸斷面之最小二次力矩 (mm⁴)

n_B ：依軸之兩端情況而定之常數 (參照 II-1-11)

ℓ_N ：螺帽與軸端支持部間之距離 (mm)

7. 容許回轉速度 N_c (rpm)

螺紋軸或螺帽依使用條件以最高回轉數回轉時，應檢討使不致接近危險速度而產生共振現象。

對具有均勻斷面之水平軸因自重產生撓度時，其危險速度依次式求之。

$$N_c = \frac{60 \cdot \lambda^2}{2\pi \cdot \ell_N} \sqrt{\frac{E \cdot I_B \cdot g}{\gamma \cdot A}}$$

ℓ_N ：螺帽與軸端支持部或軸端間之距離 (mm)

E ：縱彈性係數 (kgf/mm²)

I_B ：螺紋軸斷面之最小二次力矩 (mm⁴)

g ：重力加速度 (mm/sec²)

γ ：比重 (kgf/mm³)

A ：螺紋軸斷面積 (mm²)

λ ：依滾珠螺紋之裝配方法而定之常數 (參照表 III-22)

表 III-22 定數 λ

裝配方法	λ
兩端支持	3.14
一端固定他端支持	3.927
兩端固定	4.730
一端固定他端自由	1.875

又，為使不致發生共振現象，容許回轉速度應取計算值之80%以下。

8. 滾珠螺桿徑 d_s (mm)

以滾珠螺桿推動工作枱進行切削的場合(例如銑削等)，應依作用於工作枱之導引面及滾珠螺桿之軸向力矩之強弱來決定軸徑大小。

一般，若材料屬於脆性材則扭曲力矩依下式求得。

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{5}{\sigma_b} \left[(K_m \cdot M) + \sqrt{(K_m \cdot T)^2 + (K_t \cdot T_M)^2} \right]}$$

σ_b ：容許彎曲應力 (kgf/mm²) [一般SCM21 硬度HRC58~62]

M：彎曲力矩 (kgf·mm)

T_M：脈衝馬達之力矩

K_m, K_t：動的效果係數 (參照表III-23)

表III-23 動的效果係數

負荷性質 (回轉數)	K _m	K _t
漸次負荷或定常負荷	1.5	1.0
急激負荷，衝擊小	1.5~2.0	1.0~1.5
急激負荷，衝擊大	2.0~3.0	1.5~3.0

9. 傳送精度之檢討

滾珠螺桿螺帽之傳送精度，除螺紋軸導程之誤差外，因負荷所引起之彈性變形亦有影響，因此，如

1. 工作機類中需要高度傳送精度時，下列各項之檢討就有其必要。

(1) 螺紋軸的軸方向伸縮量 δ_l (mm) [參照圖III-14]

$$\delta_l = \frac{F \cdot l_N}{E \cdot A}$$

F：軸方向荷重 (kgf) E：縱彈性係數 (kgf/mm²)

l_N：由螺紋軸固定點至螺帽間距離 (mm)

A：螺紋軸之斷面積 (mm²)

② 螺紋軸之扭曲變位量 δ_2 (mm) [參照圖 III-15]

$$\delta_2 = \frac{16 \cdot T \cdot t_n \cdot L_B}{\pi^2 \cdot d_n \cdot G}$$

T : 作用軸力矩 (kgf·mm) L_B : 導程 (mm)

t_n : 由螺紋軸驅動點至螺帽間距離 (mm)

d_n : 螺紋軸根徑 (mm) G : 橫彈性係數 (kgf/mm²)

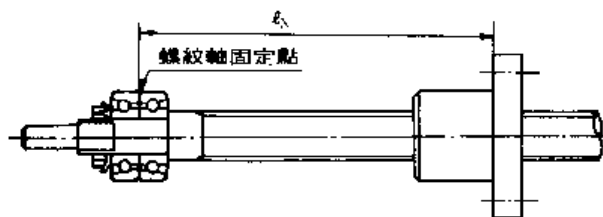


圖 III-14

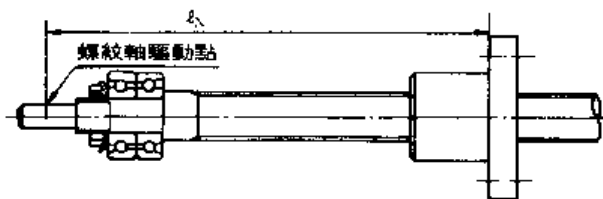


圖 III-15

依下列之設計規範計算 NC 小型銑床之傳動螺桿(滾珠螺桿)

(設計規範)

1. 形式 膝部固定式輪廓切削用	8. 刀 具 端銑刀(2~20mm)
2. 工作枱作業面積 300×150mm ²	9. 主 軸 傳 動 機 標準三相馬達
3. 工作枱左右移動量 200mm	10. 各傳送軸之驅動馬達 脈衝馬達
4. 工作枱前後移動量 110mm	11. 設 定 單 位 0.005mm/脈衝
5. 主 軸 上 下 移 動 量 120mm	12. 控 制 方 式 閉路式
6. 主軸回轉速度變換數 無段變速	13. 傳 送 螺 桿 滾珠螺桿
7. 主 軸 回 轉 數 100~6480rpm	14. 外 形 尺 寸 920×600×520mm

1. 軸方向負荷F，回轉數N，使用時間t

Y 軸及 Z 軸之滾珠螺桿軸方向負荷，回轉數，使用時間等說明於下表

Y 軸 滾 珠 螺 桿			Z 軸 滾 珠 螺 桿		
F _{1Y} = 60kgf	N _{1Y} = 390rpm	t _{1Y} = 30%	F _{1Z} = 60kgf	N _{1Z} = 25rpm	t _{1Z} = 25%
F _{2Y} = 40kgf	N _{2Y} = 100rpm	t _{2Y} = 60%	F _{2Z} = 50kgf	N _{2Z} = 50rpm	t _{2Z} = 70%
F _{3Y} = 12kgf	N _{3Y} = 60rpm	t _{3Y} = 10%	F _{3Z} = 30kgf	N _{3Z} = 25rpm	t _{3Z} = 5%

2. 軸方向平均荷重F_m，平均回轉數Nm

(i) Y 軸之滾珠螺桿

$$F_{mY} = \left(\frac{60^3 \times 390 \times 30 + 40^3 \times 100 \times 60 + 12^3 \times 60 \times 10}{390 \times 30 + 100 \times 60 + 60 \times 10} \right)^{1/3} = 54.2 \text{ (kgf)}$$

$$N_{mY} = \left(\frac{390 \times 30 + 100 \times 60 + 60 \times 10}{100} \right) = 183 \text{ (rpm)}$$

(ii) Z 軸之滾珠螺桿

$$F_{mZ} = \left(\frac{60^3 \times 25 \times 25 + 50^3 \times 50 \times 70 + 30^3 \times 25 \times 5}{25 \times 25 + 50 \times 70 + 25 \times 5} \right)^{1/3} = 51.4 \text{ (kgf)}$$

$$N_{mZ} = \left(\frac{25 \times 25 + 50 \times 70 + 25 \times 5}{100} \right) = 42.5 \text{ (rpm)}$$

3. 壽命時間 h_l

係銑床，假設壽命時間為20000小時。

4. 基本動定格負荷 C_a

(i) Y軸滾珠螺桿

$$f_{hy} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.42$$

$$f_{hy} = \left(\frac{33.3}{183} \right)^{1/3} = 0.56$$

$$C_{ay} = \frac{3.42 \times 1.2}{0.56} \times 54.3 = 397.9 \text{ (kgf)}$$

(ii) Z軸滾珠螺桿

$$f_{hz} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.42$$

$$f_{hz} = \left(\frac{33.3}{22.5} \right)^{1/3} = 0.92$$

$$C_{az} = \frac{3.42 \times 1.2}{0.92} \times 51.4 = 229 \text{ (kgf)}$$

5. 滾珠螺桿之選擇

由表III-21設滾珠螺桿之編號為BS 2005，螺紋軸外徑 $d_B = 20$ (mm) 導程 $L_B = 5$ (mm)

$$L_B = 5 \text{ (mm)}$$

6. 容許軸方向負荷 P_{Gy}

(i) Y軸滾珠螺桿

在此，設 $n_B = 4$ ， $l_{Ny} = 470$ (mm)， $E = 2.1 \times 10^4$ (kgf/mm²)， $d_B = 20$ (mm)

$$P_{Gy} = \frac{4 \times \pi^2 \times 2.1 \times 10^4 \times \pi \times 20^4}{470^2 \times 64} = 29476 \text{ (kgf)}$$

(ii) Z軸滾珠螺桿

在此， $n_B=4$ ， $l_{NZ}=318.5$ (mm)， $E=2.1 \times 10^4$ (kgf/mm²)

由 $d_n=20$ (mm)

$$P_{NZ} = \frac{4 \times \pi^2 \times 2.1 \times 10^4 \times \pi \times 20^4}{318.5 \times 64} = 64187 \text{ (kgf)}$$

7. 容許回轉速度 N_c

(i) Y軸滾珠螺桿

在此， $l_{NY}=470$ (mm)， $\lambda=4.730$ ， $E=2.1 \times 10^4$ (kgf/mm²)

$g=9800$ (mm/sec²)， $\gamma=0.00785$ (kgf/mm²)

$$N_{cY} = \frac{60 \times 4.73^2}{2 \times \pi \times 470^2} \sqrt{\frac{\pi \times 20^4 \times 2.1 \times 10^4 \times 9800}{64 \times 0.00785 \times \frac{\pi}{4} \times 20^2}} = 540 \text{ (rpm)}$$

故， $540 \times 0.8 = 432$ (rpm) > 390 (rpm)

因在容許範圍內，故此值適當。

(ii) Z軸滾珠螺桿

因 $l_{NZ}=318.5$ (mm)

$$N_{cZ} = \frac{60 \times 4.73^2}{2 \times \pi \times 318.5^2} \sqrt{\frac{\pi \times 20^4 \times 2.1 \times 10^4 \times 9800}{64 \times 0.00785 \times \frac{\pi}{4} \times 20^2}} = 1705 \text{ (rpm)}$$

故， $1705 \times 0.8 = 1364$ (rpm) > 25 (rpm)

因在容許範圍內，故此值適當。

8. 滾珠螺桿徑 d_B

(i) Y軸滾珠螺桿

在此， $\sigma_b=10$ (kgf/mm²)， $K_m=1.5$ ， $K_t=1.0$

$T_M=51$ (kgf/mm²)， M 係滾珠螺桿中心線至工作台下部間距離，因此

$M=60$ (kgf) \times 48 (mm)

$$d_{BY} = \sqrt[3]{\frac{5.1}{10} (1.5 \times 60 \times 48) + \sqrt{(1.5 \times 60 \times 48)^2 + (1.0 \times 51)^2}}$$

$$= 17.1 \text{ (mm)} < 20 \text{ (mm)}$$

(ii) Z軸滾珠螺桿

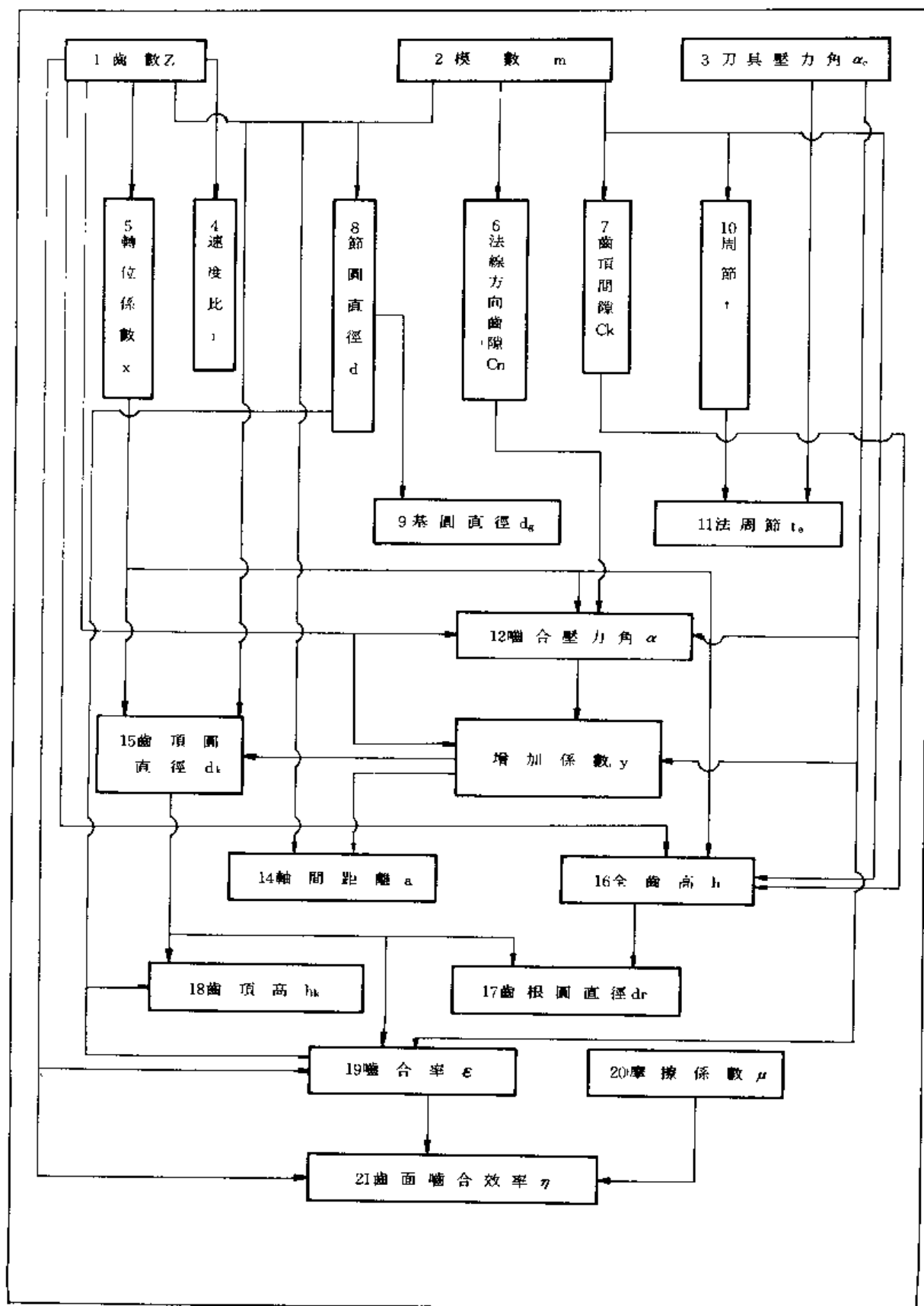
在此， $M=60$ (kgf) \times 40 (mm)

$$d_{BZ} = \sqrt[3]{\frac{5.1}{10} (1.5 \times 60 \times 40) + \sqrt{(1.5 \times 60 \times 40)^2 + (1.0 \times 51)^2}} = 17.6 \text{ (mm)} < 20 \text{ (mm)}$$

IV

齒 輪

- IV-1 正齒輪之各種尺寸及性能
- IV-2 斜齒輪之各種尺寸及性能
- IV-3 傘形齒輪之各種尺寸及性能
- IV-4 螺旋齒輪之各種尺寸及性能
- IV-5 齒輪之強度設計
- IV-6 蝸輪之各種尺寸及性能
- IV-7 蝸輪之強度設計
- IV-8 實例



1. 齒數 Z_1, Z_2

考慮減速比設定之，(設 1 為原動齒輪，2 為從動齒輪)

若為內正齒輪時，從動內齒輪之齒數應做如下之限制。

$$\text{即 } Z_2 \geq (Z_1^2 \sin^2 \alpha_c - 4) / (2Z_2 \sin^2 \alpha_c - 4) \dots \dots \text{漸開線干涉時}$$

α_c : 刀具壓力角(度)

$$Z_2 \geq Z_1 + 16 \dots \dots \text{整形干涉時}$$

2. 模數 m (mm)

依表 IV-1 所示模數之標準值來決定。

又，儘可能請利用第 1 系列數值。

表 IV-1 模數之標準值 (mm)

第 1 系列	第 2 系列	第 3 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 3 系列
0.1			3		3.25
	0.15			3.5	
0.2					3.75
	0.25		4	4.5	
0.3					
	0.35		5	5.5	
0.4					
	0.45		6		
0.5					6.5
	0.55			7	
0.6		0.65	8	9	
	0.7		10		
	0.75			11	
0.8			12		
	0.9				
1				14	
1.25					
1.5					
	1.75		16	18	
2					
	2.25		20		
2.5				22	
	2.75		25		

備考：第 2 系列及第 3 系列，請儘量不要使用。

3. 刀具壓力角 α_c (度)

設 $\alpha_c = 20$ (度)

此乃依 JIS B 1701 漸開線齒輪之齒形及尺寸來決定。

4. 速度比 i

$$i = \omega_2 / \omega_1 = Z_1 / Z_2$$

ω_1, ω_2 : 回轉速度 (rpm)

Z_1, Z_2 : 齒數

5. 轉位係數 x_1, x_2

轉位係數之選擇法很多，在此所示乃可避免齒干涉的一種方法。

$$x_{1,2} = (14 - Z_{1,2}) / 17$$

6. 法線方向之齒隙 C_n (mm)

表IV-2所示之法線方向齒隙乃根據Ritter之齒隙標準值。 C_n 值由表中所列而定。

表IV-2 法線方向齒隙 (mm)

模數 m (mm)	齒隙係數 C_n/m		模數 m (mm)	齒隙係數 C_n/m	
	研削或拉削加工	滾齒或切削		研削或拉削加工	滾齒或切削
1	0.040	0.075	6	0.027	0.040
2	0.030	0.050	7	0.020	0.040
3	0.027	0.045	8	0.019	0.040
4	0.025	0.043	9	0.018	0.040
5	0.024	0.041	10	0.017	0.040

7. 齒頂間隙 C_k (mm)

$$C_k \geq 0.25m \quad m : \text{模數 (mm)}$$

8. 節圓直徑 d_1, d_2 (mm)

$$d_{1,2} = Z_{1,2} \cdot m \quad m : \text{模數 (mm)}$$

9. 基圓直徑 d_{g1}, d_{g2} (mm)

$$d_{g1,2} = Z_{1,2} \cdot m \cdot \cos \alpha_c$$

α_c : 刀具壓力角 (度)

10. 周節 t (mm)

$$t = \pi m \quad m : \text{模數 (mm)}$$

11. 法周節 t_n (mm)

$$t_n = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_c$$

12. 齒合壓力角 α (度)

$$\text{inv } \alpha = \text{inv } \alpha_c + 2 \tan \alpha_c \frac{x_1 + x_2 + \frac{C_n}{2 \cdot m \cdot \sin \alpha_c}}{Z_1 + Z_2} \dots\dots \text{外正齒輪}$$

$$\text{inv } \alpha = \text{inv } \alpha_c + 2 \tan \alpha_c \frac{x_1 + x_2 + \frac{C_n}{2 \cdot m \cdot \sin \alpha_c}}{Z_1 - Z_2} \dots\dots \text{內正齒輪}$$

- α_c : 刀具壓力角(度)
- x_1, x_2 : 轉位係數
- Z_1, Z_2 : 齒數
- C_n : 法線方向齒隙(mm)
- m : 模數(mm)

關於漸開線函數載於表 IV - 3。

表 IV - 3 漸開線函數

α	0 0	0 1	0 2	0 3	0 4	0 5	0 6	0 7	0 8	0 9
10'	0.001794	0.001849	0.001905	0.001962	0.002020	0.002079	0.002140	0.002202	0.002265	0.002329
11	0.002394	0.002461	0.002528	0.002598	0.002668	0.002739	0.002812	0.002887	0.002962	0.003039
12	0.003117	0.003197	0.003277	0.003360	0.003443	0.003529	0.003615	0.003703	0.003792	0.003883
13	0.003975	0.004069	0.004164	0.004261	0.004359	0.004459	0.004561	0.004664	0.004768	0.004874
14	0.004982	0.005091	0.005202	0.005315	0.005429	0.005545	0.005662	0.005782	0.005903	0.006025
15	0.006150	0.006276	0.006404	0.006534	0.006665	0.006799	0.006934	0.007071	0.007209	0.007350
16	0.007493	0.007637	0.007784	0.007932	0.008082	0.008234	0.008388	0.008544	0.008702	0.008863
17	0.009025	0.009189	0.009355	0.009523	0.009694	0.009866	0.010041	0.010217	0.010396	0.010577
18	0.010760	0.010946	0.011133	0.011322	0.011515	0.011709	0.011906	0.012105	0.012306	0.012509
19	0.012715	0.012923	0.013134	0.013346	0.013562	0.013779	0.013999	0.014222	0.014447	0.014674
20	0.014904	0.015137	0.015372	0.015606	0.015850	0.016092	0.016337	0.016585	0.016836	0.017089
21	0.017345	0.017603	0.017865	0.018129	0.018395	0.018665	0.018937	0.019212	0.019490	0.019770
22	0.020054	0.020340	0.020629	0.020921	0.021217	0.021514	0.021815	0.022119	0.022426	0.022736
23	0.023049	0.023365	0.023684	0.024006	0.024332	0.024660	0.024992	0.025326	0.025664	0.026005
24	0.026350	0.026697	0.027048	0.027402	0.027760	0.028121	0.028485	0.028852	0.029223	0.029598
25	0.029975	0.030357	0.030741	0.031125	0.031521	0.031917	0.032315	0.032718	0.033124	0.033534
26	0.033947	0.034364	0.034785	0.035209	0.035637	0.036069	0.036505	0.036945	0.037388	0.037835
27	0.038287	0.038742	0.039201	0.039664	0.040131	0.040602	0.041076	0.041556	0.042039	0.042526
28	0.043017	0.043513	0.044012	0.044516	0.045024	0.045537	0.046054	0.046575	0.047100	0.047630
29	0.048161	0.048702	0.049245	0.049792	0.050344	0.050901	0.051462	0.052027	0.052597	0.053172
30	0.053751	0.054336	0.054924	0.055518	0.056116	0.056720	0.057328	0.057940	0.058558	0.059181
31	0.059809	0.060441	0.061079	0.061721	0.062369	0.063022	0.063680	0.064343	0.065012	0.065685
32	0.066364	0.067048	0.067738	0.068432	0.069133	0.069838	0.070549	0.071266	0.071988	0.072716
33	0.073449	0.074188	0.074932	0.075683	0.076439	0.077202	0.077968	0.078741	0.079520	0.080306
34	0.081097	0.081894	0.082697	0.083506	0.084321	0.085142	0.085970	0.086804	0.087644	0.088490
35	0.089342	0.090201	0.091067	0.091938	0.092816	0.093701	0.094592	0.095490	0.096395	0.097306
36	0.098224	0.099149	0.100080	0.101019	0.101964	0.102916	0.103875	0.104841	0.105814	0.106795
37	0.107782	0.108777	0.109779	0.110788	0.111805	0.112829	0.113860	0.114899	0.115945	0.116999
38	0.118060	0.119130	0.120207	0.121291	0.122384	0.123484	0.124592	0.125709	0.126833	0.127965
39	0.129106	0.130254	0.131411	0.132576	0.133750	0.134931	0.136122	0.137320	0.138528	0.139743
40	0.140968	0.142201	0.143443	0.144694	0.145954	0.147222	0.148500	0.149787	0.151083	0.152388
41	0.153702	0.155025	0.156358	0.157700	0.159052	0.160414	0.161785	0.163165	0.164556	0.165956
42	0.167366	0.168786	0.170216	0.171656	0.173106	0.174566	0.176037	0.177518	0.179009	0.180511
43	0.182024	0.183547	0.185080	0.186625	0.188180	0.189746	0.191324	0.192912	0.194511	0.196122
44	0.197744	0.199377	0.201027	0.202678	0.204346	0.206026	0.207717	0.209420	0.211135	0.212863
45	0.214602	0.216353	0.218117	0.219893	0.221682	0.223483	0.225296	0.227123	0.228962	0.230714

13. 軸間距離增加係數 y

$$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha} - 1 \right) \dots\dots \text{外正齒輪}$$

$$y = \frac{Z_1 - Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha} - 1 \right) \dots\dots \text{內正齒輪}$$

14. 軸間距離 a (mm)

$$a = \{(Z_1 + Z_2)/2 + y\}m \quad \dots\dots \text{外正齒輪}$$

$$a = \{(Z_2 - Z_1)/2 - y\}m \quad \dots\dots \text{內正齒輪}$$

Z_1, Z_2 : 齒數

y : 軸間距離增加係數

m : 模數 (mm)

115. 齒頂圓直徑 d_{k1}, d_{k2} (mm)

$$\left. \begin{aligned} d_{k1} &= \{(Z_1 + 2) + 2(y - x_2)\}m \\ d_{k2} &= \{(Z_2 + 2) + 2(y - x_1)\}m \end{aligned} \right\} \dots\dots \text{外止齒輪}$$

$$\left. \begin{aligned} d_{k1} &= \{(Z_1 + 2) + 2(x_2 - y)\}m \\ d_{k2} &= \{(Z_2 - 2) + 2(x_1 - y)\}m \end{aligned} \right\} \dots\dots \text{內正齒輪}$$

x_1, x_2 : 轉位係數

16. 全齒高 (切入量) h (mm)

$$h = \{(2 + C_k/m) + (y - x_1 - x_2)\}m$$

C_k : 齒頂間隙 (mm)

17. 齒根圓直徑 d_{r1}, d_{r2} (mm)

$$d_{r1,2} = d_{k1,2} - 2h \quad \dots\dots \text{外正齒輪}$$

$$\left. \begin{aligned} d_{r1} &= d_{k1} - 2h \\ d_{r2} &= d_{k2} + 2h \end{aligned} \right\} \dots\dots \text{內正齒輪}$$

18. 齒頂高 h_{k1}, h_{k2} (mm)

$$h_{k1,2} = \frac{1}{2}(d_{k1,2} - d_{1,2}) \quad \dots\dots \text{外正齒輪}$$

$$h_{k1} = \frac{1}{2}(d_{k1} - d_1) \quad \left. \dots\dots \text{內正齒輪} \right\}$$

$$h_{k2} = \frac{1}{2}(d_2 - d_{k2})$$

d_1, d_2 : 節圓直徑 (mm)

19. 嚙合率 ϵ

$$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2$$

在此

$$\epsilon_1 = \frac{Z_1}{2\pi} (\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_c)$$

$$\epsilon_2 = \pm \frac{Z_2}{2\pi} (\tan \alpha_{k2} - \tan \alpha_c)$$

α_{k1}, α_{k2} : 齒頂之切線角 $\cos \alpha_{k1,2} = \frac{d_{1,2}}{d_{k1,2}} = \cos \alpha_c$

$$\epsilon = \frac{Z_1}{2\pi} (\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_c) \pm \frac{Z_2}{2\pi} (\tan \alpha_{k2} - \tan \alpha_c)$$

上式中 (+)……外正齒輪, (-)……內正齒輪。

20. 磨擦係數 μ

磨擦係數一般取 $\mu=0.1$ 。

21. 齒面嚙合效率 η

當 $1 < \epsilon < 2$ 時， $\eta = 1 - \mu\pi \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) (\epsilon^2 - \epsilon + 1) \cdot 2\epsilon_1\epsilon_2$

一般 $\eta = 1 - \mu\pi \left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \frac{\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2}{\epsilon}$

Z_1, Z_2 : 齒數

ϵ : 嚙合率

又，上式中 (+) ... 外正齒輪，(-) ... 內正齒輪

參考) 齒寬之標準值分普通(輕負荷用)與寬幅(重負荷)兩種，表 IV-4 所示齒寬標準值。

表 IV-4 齒寬標準值

模數	1.5		2		2.5		3		4		5		6	
	普通	寬幅	普通	寬幅	普通	寬幅	普通	寬幅	普通	寬幅	普通	寬幅	普通	寬幅
32 以上	10	16	12	20	16	25	20	32	25	40	32	50	36	60
30 以下	12	18	14	22	18	28	22	35	28	45	35	55	40	65

又，圖 IV-1 所示乃正齒輪製圖之一例

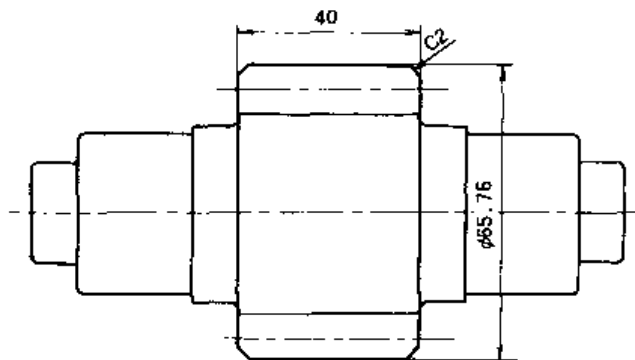
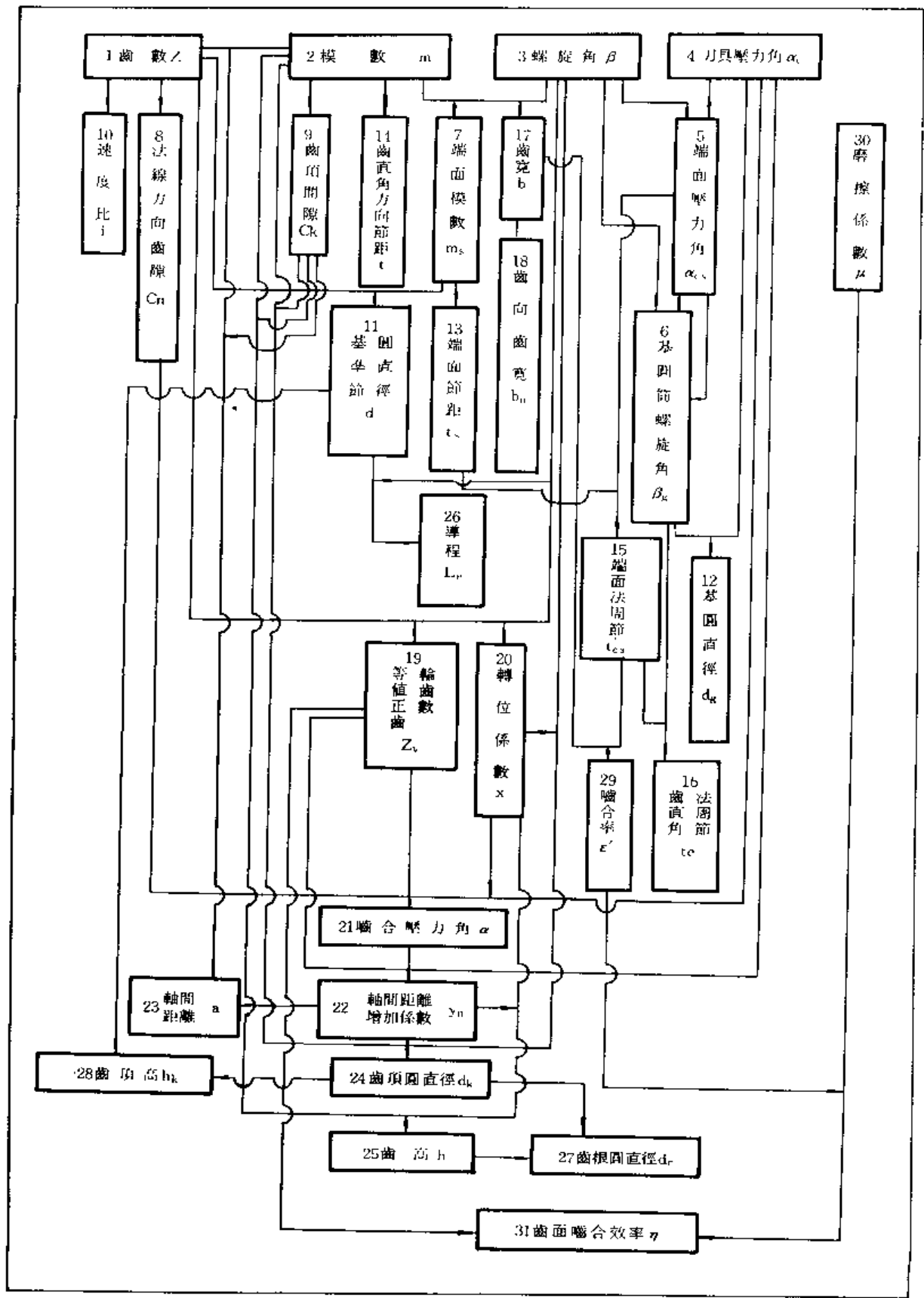


圖 IV-1 正齒輪之製圖例

N-2-1 流程图



1. 齒數 Z_1, Z_2

考慮減速比等以設定之。

2. 模數 m (mm)

模數 m 依表 IV-1 所示之模數標準值決定之。

3. 螺旋角 β (度)

$$\beta = 15 \sim 25 (\text{度})$$

15度以下者，導程較周節小不能得到圓滑之回轉，若增至25度以上，則軸方向之推力增大。

又，標準尺寸之齒輪其齒寬如下：

$$\text{普通者 } \beta = 19^{\circ}22'22'' \quad \text{寬幅者 } \beta = 11^{\circ}21'54''$$

4. 刀具壓力角 α_c (度)

$$\text{設 } \alpha_c = 20 (\text{度})$$

5. 端面壓力角 α_{cs} (度)

$$\alpha_{cs} = \tan^{-1} (\tan \alpha_c / \cos \beta)$$

6. 基圓筒螺旋角 β_g (度)

$$\beta_g = \tan^{-1} (\tan \beta \cdot \cos \alpha_{cs})$$

7. 端面模數 m_s (mm)

$$m_s = \frac{m}{\cos \beta}$$

8. 法線方向齒隙 C_n (mm)

法線方向齒隙 C_n 可依表 IV-2 所示之法線方向齒隙 C_n 來決定。

9. 齒頂間隙 C_k (mm)

齒頂間隙 C_k 與 IV-1 正齒輪之各種尺寸及性能之構成要素 7 所示之齒頂間隙 C_k 相同。

10. 速度比 i

速度比 i 與 IV-1 正齒輪之各種尺寸及性能之構成要素 4 所示之速度比 i 相同。

11. 基準節圓直徑 d_1, d_2 (mm)

$$d_{1,2} = Z_{1,2} \cdot m_s = Z_{1,2} \cdot m / \cos \beta$$

12. 基圓直徑 d_{g1}, d_{g2} (mm)

$$d_{g1,2} = Z_{1,2} \cdot m \frac{\cos \alpha_c}{\cos \beta_g}$$

13. 端面節距 t_s (mm)

$$t_s = \pi m_s = \pi m / \cos \beta$$

m_s : 端面模數 (mm)
 m : 模數 (mm)
 β : 螺旋角 (度)

14. 齒直角方向節距 t (mm)

$$t = \pi \cdot m = t_s \cdot \cos \beta$$

15. 端面法節距 t_{es} (mm)

$$t_{es} = \pi \cdot m_s \cdot \cos \alpha_{es} = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_c / \cos \beta_s$$

α_{es} : 端面壓力角 (度)
 α_c : 刀具壓力角 (度)
 β_s : 基圓筒螺旋角 (度)

16. 齒直角法節距 t_e (mm)

$$t_e = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_c = t_{es} \cdot \cos \beta_s$$

17. 齒寬 b (mm)

$$b \geq \pi m / \sin \beta$$

上式與表IV-4所示齒寬標準值相比較後決定之。

18. 齒向之齒寬 b_n (mm)

$$b_n = b / \cos \beta$$

齒輪軸兩端支持時……… $b_n \leq 1.2d_1$
 齒輪軸一端支持時……… $b_n \leq 0.75d_1$
 d_1 : 基準節圓直徑 (mm)

19. 等值正齒輪齒數 Z_{v1}, Z_{v2} (枚)

$$Z_{v1,2} = Z_{1,2} / \cos^3 \beta$$

$Z_{1,2}$: 齒數

20. 轉位係數 x_1, x_2

與IV-1正齒輪之各種尺寸及性能之構成要素5所示之轉位係數 x 相同。

21. 啮合壓力角 α (度)

$$\text{inv } \alpha = \text{inv } \alpha_c + 2 \frac{x_1 + x_2 + \frac{C_n}{2m \cdot \sin \alpha_c}}{Z_{v1} + Z_{v2}} \tan \alpha_c$$

C_n : 法線方向齒隙 (mm)

22. 軸間距離增加係數 y_n

$$y_n = \frac{Z_{v1} + Z_{v2}}{2} \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha} - 1 \right)$$

23. 軸間距離 a (mm)

$$a = \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2 \cos \beta} + y_n \right) m$$

24. 齒頂圓直徑 d_{k1}, d_{k2} (mm)

$$d_{k1,2} = \left\{ \frac{Z_{1,2}}{\cos\beta} + 2 + 2(y_n - x_{2,1}) \right\} m$$

Z_1, Z_2 : 齒數

β : 螺旋角(度)

y_n : 軸間距離增加係數

x_1, x_2 : 轉位係數

m : 模數(mm)

25. 全齒高 h (mm)

$$h = \{ 2 + C_k/m + (y_n - x_1 - x_2) \} m$$

C_k : 齒頂間隙

26. 導程 L_{e1}, L_{e2} (mm)

$$L_{e1,2} = \pi \cdot d_{1,2} \cdot \cot\beta = \pi \cdot Z_{1,2} \cdot m_s \cdot \cot\beta$$

d_1, d_2 : 基準節圓直徑(mm)

m_s : 端面模數(mm)

27. 齒根圓直徑 d_{r1}, d_{r2} (mm)

$$d_{r1,2} = d_{k1,2} - 2h$$

28. 齒頂高 h_{k1}, h_{k2} (mm)

$$h_{k1,2} = \frac{1}{2} (d_{k1,2} - d_{1,2})$$

29. 嚙合率 ϵ'

$$\epsilon' = (\epsilon \cdot t_{es} + b \cdot \tan\beta_g) / t_{es} = \epsilon + \epsilon_\beta$$

ϵ : 設定的正齒輪嚙合率

ϵ_β : 重疊嚙合率 ($= b \cdot \tan\beta_g / t_{es}$)

t_{es} : 端面法周節(mm)

b : 齒寬(mm)

β_g : 基圓筒螺旋角(度)

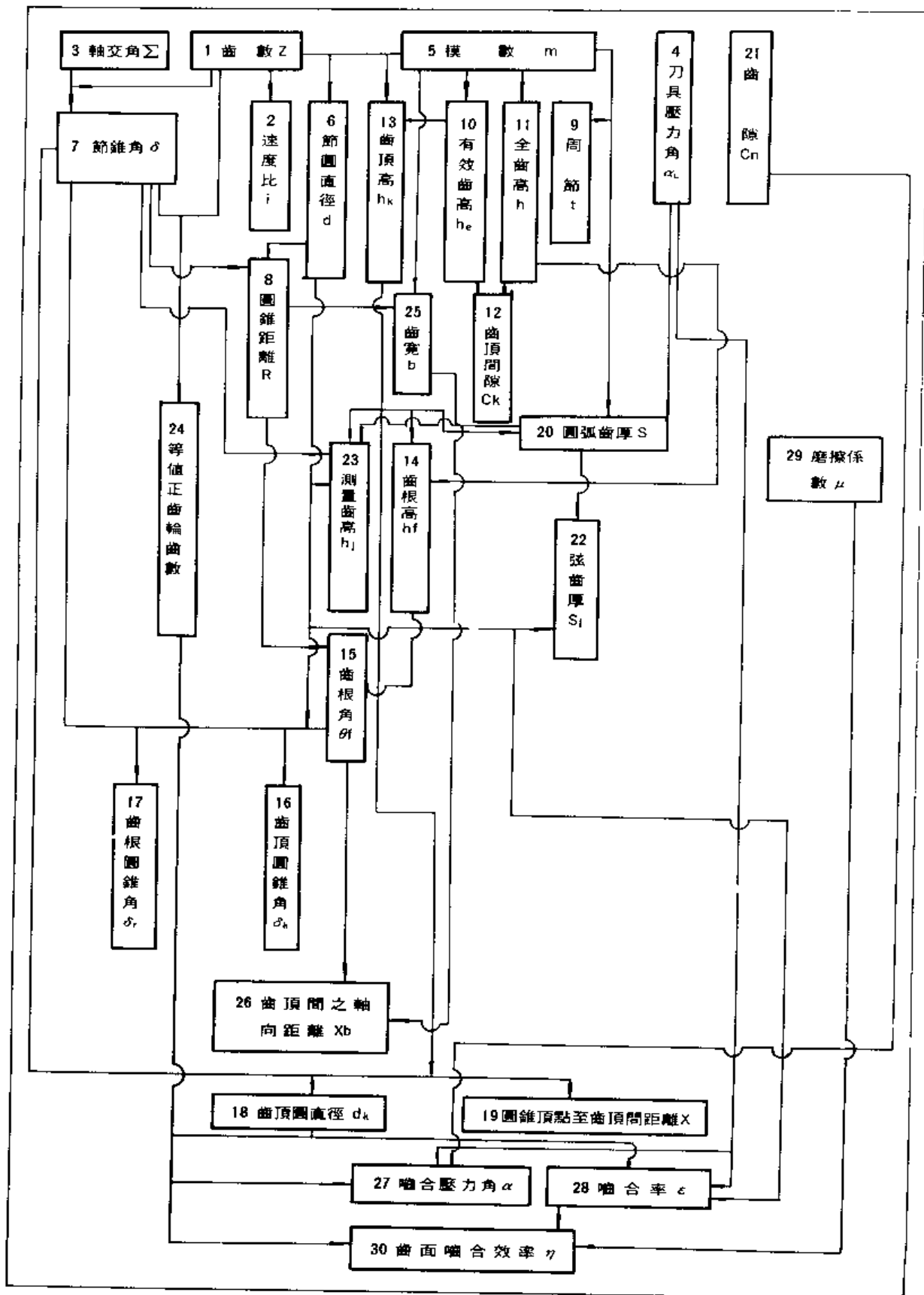
30. 摩擦係數 μ

摩擦係數一般設 $\mu = 0.1$ 。

31. 齒面嚙合效率 η

$$\text{當 } 1 < \epsilon' < 2 \text{ 時} \dots\dots\dots = 1 - \mu \pi \left(\frac{1}{Z_{v1}} + \frac{1}{Z_{v2}} \right) (\epsilon'^2 + \epsilon' + 1 - 2\epsilon' \epsilon_\beta)$$

$$\text{一般} \dots\dots\dots = 1 - \mu \pi \left(\frac{1}{Z_{v1}} + \frac{1}{Z_{v2}} \right) \frac{\epsilon'^2 + \epsilon_\beta^2}{\epsilon'}$$



1. 齒數 Z_1, Z_2

考慮減速比後設定之。

2. 速度比 i

$$i = n_2/n_1 = Z_1/Z_2$$

n_2, n_1 : 回転數 (rpm)

3. 軸交角 Σ (度)

$$\Sigma = 90 \text{ (度)}$$

4. 刀具壓力角 α_c (度)

$$\alpha_c = 20 \text{ (度)}$$

5. 模數 m (mm)

模數 m 依表 IV-1 所示之模數標準值決定之。

6. 節圓直徑 d_1, d_2 (mm)

$$d_{1,2} = Z_{1,2} \cdot m$$

7. 節圓錐 δ_1, δ_2 (度)

$$\delta_1 = \tan^{-1}(Z_1/Z_2)$$

$$\delta_2 = \tan^{-1}(Z_2/Z_1)$$

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$$

8. 齒錐距離 R (mm)

$$R = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$$

9. 圓節距 t (mm)

$$t = \pi \cdot m$$

10. 有效齒高 h_e (mm)

$$h_e = 2m \dots\dots\dots \text{直齒}$$

$$h_e = 1.700m \dots\dots\dots \text{螺旋齒}$$

11. 全齒高 h (mm)

$$h = 2.188m + 0.05 \dots\dots\dots \text{直齒}$$

$$h = 1.888m \dots\dots\dots \text{螺旋齒}$$

12. 齒頂間隙 C_k (mm)

$$C_k = h - h_e$$

13. 齒頂高 h_{k1}, h_{k2} (mm)

$$\left. \begin{aligned} h_{k1} &= h_e - h_{k2} \\ h_{k2} &= 0.540m + 0.460m / (Z_1/Z_2)^2 \end{aligned} \right\} \text{直齒}$$

$$\left. \begin{aligned} h_{k1} &= h_e - h_{k2} \\ h_{k2} &= 0.460m + 0.390m / (Z_1/Z_2)^2 \end{aligned} \right\} \text{螺旋齒}$$

h_e : 有效齒高 (mm)

m : 模數 (mm)

Z_1, Z_2 : 齒數 (片)

14. 齒根高 h_{f1}, h_{f2} (mm)

$$h_{f1,2} = h - h_{k1,2}$$

15. 齒根角 $\theta_{f1,2}$ (度)

$$\theta_{f1,2} = \tan^{-1}(h_{f1,2}/R)$$

R : 圓錐距離 (mm)

16. 齒頂圓錐角 δ_{k1}, δ_{k2} (度)

$$\delta_{k1,2} = \delta_{1,2} + \theta_{f2,1}$$

ϕ_1, ϕ_2 : 節錐角 (度)

17. 齒根圓錐角 δ_{r1}, δ_{r2} (度)

$$\delta_{r1,2} = \delta_2 - \theta_{f1,2}$$

18. 齒頂圓直徑 d_{k1}, d_{k2} (mm)

$$d_{k1,2} = d_{1,2} + 2 h_{k1,2} \cdot \cos \delta_{1,2}$$

d_1, d_2 : 節圓直徑 (mm)

又齒頂圓直徑 (內側)

$$d_{k1,2} = d_{k1,2} - \frac{2b \cdot \sin \delta_{k1,2}}{\cos \theta_{f2,1}}$$

b : 齒寬 (mm)

又素材之角度

$$\theta_{x1,2} = 90^\circ - \theta_{f2,1}$$

$$\theta_{y1,2} = 90^\circ - \delta_{1,2}$$

19. 由圓錐頂點至齒頂間之距離 X_1, X_2 (mm)

$$X_{1,2} = \frac{d_{2,1}}{2} - h_{k1,2} \cdot \sin \delta_{1,2}$$

20. 圓弧齒厚 s_1, s_2 (mm)

$$\left. \begin{aligned} s_1 &= t - s_2 \\ s_2 &= t/2 - (h_{k1} - h_{k2}) \tan \alpha_c - K \cdot m \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots \text{直齒}$$

t : 周節 (mm)
 h_{k1}, h_{k2} : 齒頂高 (mm)
 α_c : 刀具壓力角 (度)
 R : 圓弧齒厚係數
 m : 模數 (mm)

$$\left. \begin{aligned} s_1 &= t - s_2 \\ s_2 &= t/2 - (h_{k1} - h_{k2}) \frac{\tan \alpha_c}{\cos \beta} - K \cdot m \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots \text{螺旋齒}$$

β : 螺旋角 (度) (設等於 35 (度))

圓弧齒厚係數 K , 依圖 IV-2 所示直齒之圓弧齒厚係數(1)和圖 IV-3 所示螺旋齒之圓弧齒厚係數(2)來決定。

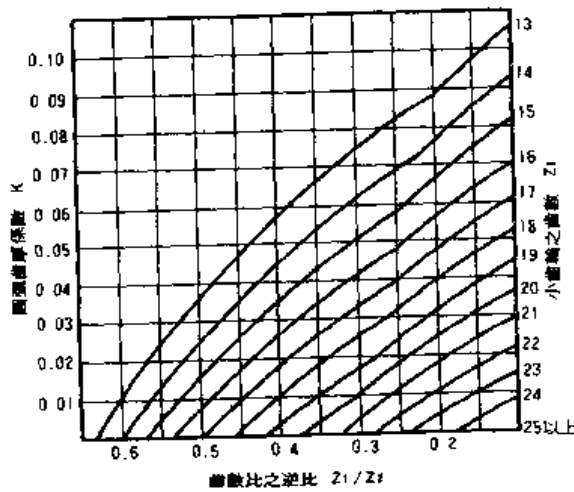


圖 IV-2 圓弧齒厚係數(1)

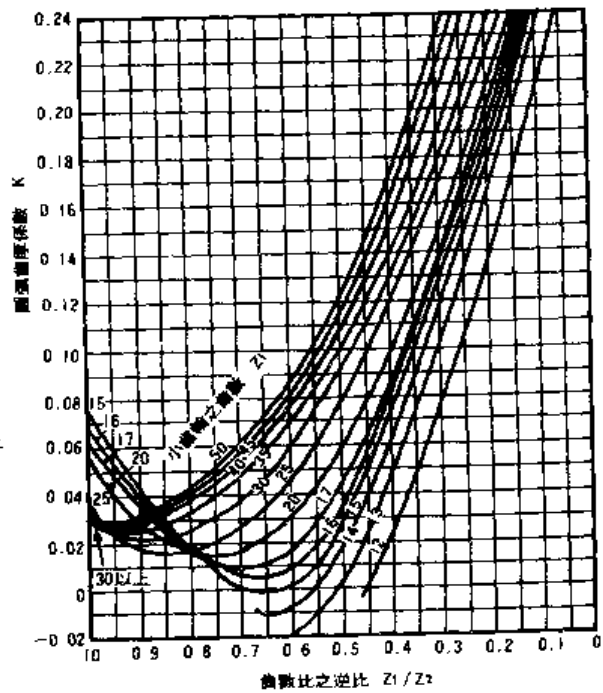


圖 IV-3 圓弧齒厚係數(2)

21. 齒隙 C_n (mm)

依 JIS B1705-1973 傘形齒輪之齒隙而定。

22. 弦齒厚 s_{j1}, s_{j2} (mm)

$$s_{j1,2} = s_{1,2} - \frac{(s_{1,2})^3}{6(d_{1,2})^2}$$

d_1, d_2 : 節圓直徑 (mm)

23. 測量齒高 h_{j1}, h_{j2} (mm)

$$h_{j1,2} = h_{a1,2} + \frac{s_{j1,2} \cos \delta_{j1,2}}{4 d_{j1,2}}$$

h_{a1}, h_{a2} : 齒頂高 (mm)

s_1, s_2 : 圓弧齒厚 (mm)

d_1, d_2 : 節圓直徑 (mm)

δ_1, δ_2 : 節錐角 (度)

若為螺旋齒輪、傘形齒輪の場合、構成要素22所示的弦齒厚、23所示的測量齒高省略。

24. 等值正齒輪齒數 Z_{v1}, Z_{v2}

$$Z_{v1,2} = \frac{Z_{1,2}}{\cos \delta_{1,2}} \dots \dots \dots \text{直齒}$$

$$Z_{v1,2} = \frac{Z_{1,2}}{\cos^3 \beta \cos \delta_{1,2}} \dots \dots \dots \text{螺旋齒}$$

Z_1, Z_2 : 齒數

β : 螺旋角 (度)

25. 齒寬 b (mm)

採用 $b=0.3R$ 或 $10m$ 等較小之值。

R : 圓錐距離 (mm)

m : 模數 (mm)

26. 齒頂間之軸方向距離 X_{b1}, X_{b2} (mm)

$$X_{b1,2} = b \cos \delta_{b1,2} / \cos \theta_{12,1}$$

θ_{11}, θ_{12} : 齒根角 (度)

δ_{b1}, δ_{b2} : 齒頂錐角 (度)

27. 嚙合壓力角 α (度)

$$\text{inv } \alpha = \text{inv } \alpha_c + 2 \tan \alpha_c \frac{\frac{c_n}{2m \sin \alpha_c}}{Z_{v1} + Z_{v2}}$$

α_c : 刀具壓力角 (度)

c_n : 齒隙 (mm)

28. 嚙合率 ϵ

$$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2$$

$$\epsilon_1 = \frac{Z_{v1}}{2\pi} (\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_c)$$

$$\epsilon_2 = \frac{Z_{v2}}{2\pi} (\tan \alpha_{k2} - \tan \alpha_c)$$

$$\cos \alpha_{k1,2} = \frac{d_{1,2}}{d_{k1,2}} \cos \alpha_c$$

d_{k1}, d_{k2} : 齒頂圓直徑 (mm)

$$\epsilon = \frac{Z_{v1}}{2\pi} (\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_c) + \frac{Z_{v2}}{2\pi} (\tan \alpha_{k2} - \tan \alpha_c)$$

29. 磨擦係數 μ

磨擦係數 般設 $\mu = 0.1$

30. 齒面嚙合效率 η

當 $1 < \epsilon < 2$ 時

$$\eta = 1 - \mu \pi \left(\frac{1}{Z_{v1}} + \frac{1}{Z_{v2}} \right) (\epsilon^2 - \epsilon + 1 - 2 \epsilon_1 \epsilon_2)$$

一般

$$\eta = 1 - \mu \pi \left(\frac{1}{Z_{v1}} + \frac{1}{Z_{v2}} \right) \frac{\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2}{\epsilon}$$

Z_{v1}, Z_{v2} : 等值正齒輪齒數 (枚)

$\epsilon, \epsilon_1, \epsilon_2$: 嚙合率

又下圖所示的傘形齒輪可供參考

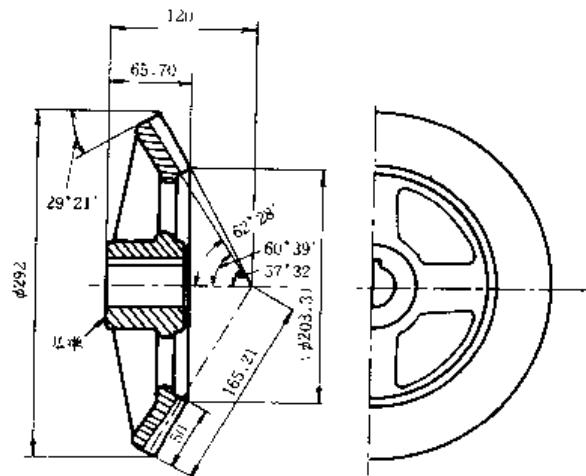


圖 IV-4 傘形齒輪之製圖例

流程圖

螺旋齒輪的各種尺寸及性能，可使用斜齒輪之流程圖而強度則可使用後述的IV—5齒輪強度設計之流程圖。

1. 齒數 Z_1, Z_2

考慮減速比 i 後設定之。

2. 模數 m (mm)

模數 m 可依表IV—1所示模數 m 標準值決定之。

3. 螺旋角 β_1, β_2 (度)

考慮傳速方向後設定之。又軸交角 Σ 可以 $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$ 求得。

構成要素4之刀具壓力角 α_c ，構成要素22之軸間距離增加係數 y_n 之計算與斜齒輪相同。此時之記號如下所示。

α_{cs} : 端面壓力角(度)	—————>	$\alpha_{cs1}, \alpha_{cs2}$
β : 螺旋角(度)	—————>	β_1, β_2
β_g : 基圓筒螺旋角(度)	—————>	β_{g1}, β_{g2}
m_s : 端面模數(mm)	—————>	m_{s1}, m_{s2}
t_s : 端面節距(mm)	—————>	t_{s1}, t_{s2}
t_{es} : 端面法周節(mm)	—————>	t_{es1}, t_{es2}

23. 軸間距離 a (mm)

$$a = \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{Z_1}{\cos \beta_1} + \frac{Z_2}{\cos \beta_2} \right) + y_n \right\} m$$

y_n : 軸間距離增加係數

24. 齒頂圓直徑 d_{k1}, d_{k2} (mm)

$$d_{k1,2} = \left\{ \frac{Z_{1,2}}{\cos \beta_{1,2}} + 2 + 2(y_n - x_{2,1}) \right\} m$$

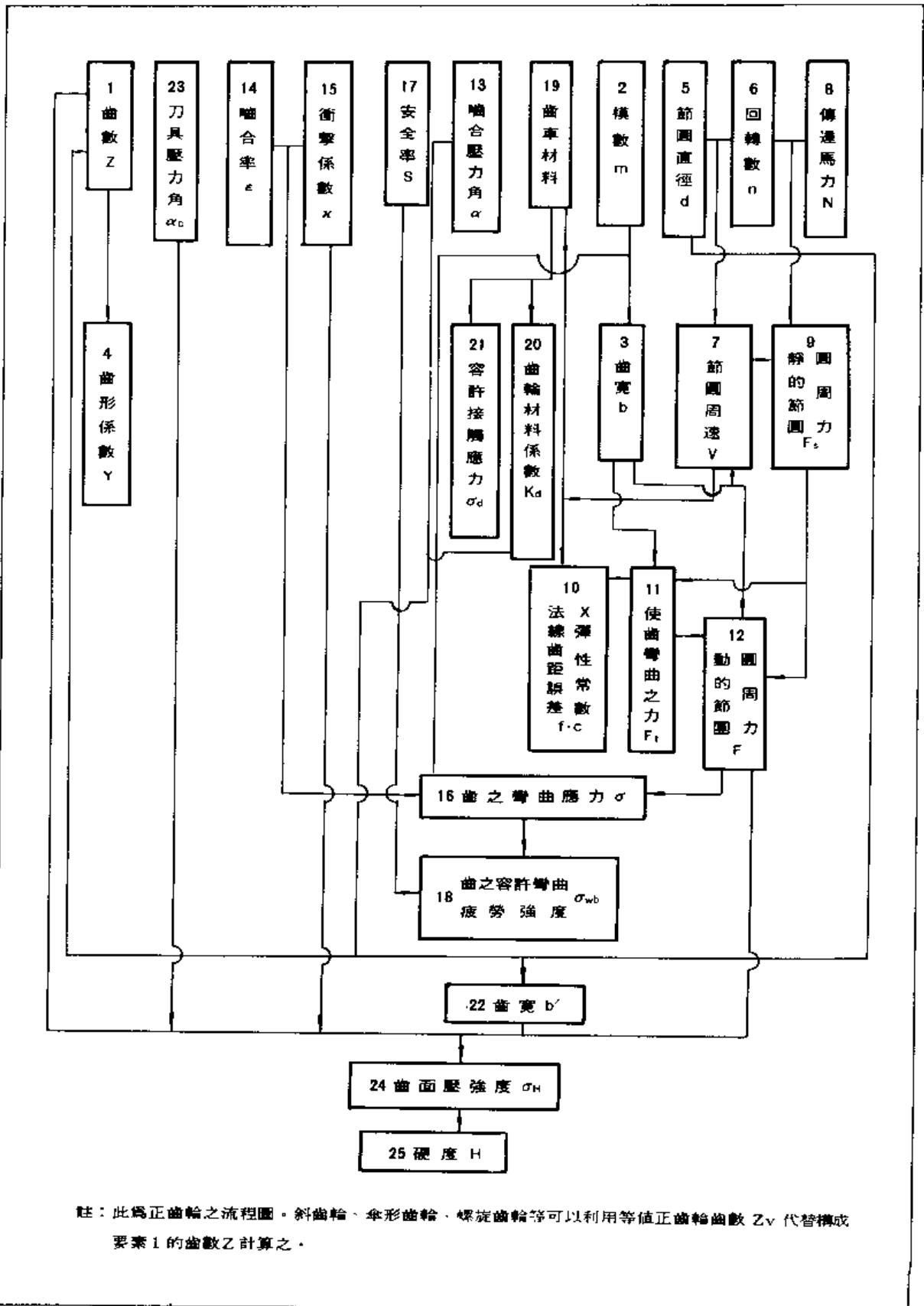
x_1, x_2 : 轉位係數

構成要素29為嚙合率 ~ 30 為磨擦係數 μ 之計算與斜齒輪同。

31. 齒面嚙合率 η

$$\eta = \frac{1 - \mu \cdot \tan \beta_2}{1 + \mu \cdot \tan \beta_1}$$

μ : 磨擦係數



1. 齒數 Z_1, Z_2

考慮速度比後設定之。(與各種尺寸及性能時相同)。

2. 模數 m (mm)

模數 m 可由表 IV-1 所示模數之標準值決定之。(與各種尺寸及性能時相同)。

3. 齒寬 b (mm)

使用與 IV-1 ~ IV-4 所示之各種尺寸及性能時相同。

4. 齒形係數 Y_1, Y_2

可由表 IV-5 所示之正齒輪齒形係數 Y 決定之。

表 IV-5 標準正齒輪之齒形係數 Y

齒數 z	壓力角 20° Y	齒數 z	壓力角 20° Y	齒數 z	壓力角 20° Y	齒數 z	壓力角 20° Y
12	0.277	22	0.354	75	0.443	45	0.413*
13	0.292	24	0.359	100	0.454	48	0.418*
14	0.308	26	0.367	150	0.464	52	0.424*
15	0.319	28	0.372	300	0.474	55	0.428*
16	0.325	30	0.377	齒條	0.484	58	0.431*
17	0.330	34	0.388	25	0.363*	65	0.436*
18	0.335	38	0.400	32	0.383*	70	0.440*
19	0.340	43	0.411	36	0.391*	80	0.445*
20	0.346	50	0.422	40	0.404*	90	0.450*
21	0.352	60	0.433	42	0.407*		

*印是參考值

5. 節圓直徑 d_1, d_2 (mm)

使用與 IV-1 ~ IV-4 所示之各種尺寸及性能時相同。

6. 回轉數 n_1, n_2 (r.p.m)

$$n_2 = i \cdot n_1$$

i : 速度比

7. 節圓周速度 V (m/sec)

$$V = \frac{\pi \cdot d_{1,2} \cdot n_{1,2}}{1000 \times 60}$$

8. 傳遞動力 N_1, N_2 (kW)

$$N_2 = \eta \cdot N_1$$

η : 嚙合效率

9. 靜的節圓周力 F_s (kgf)

$$F_s = 75 N_2 / V \left(\times \frac{3}{4} \right)$$

N_2 : 從動軸動力 (kW)

V : 節圓周速度 (m/sec)

10. 法線齒距誤差 \times 彈性常數 $f \times C$ (kgf/mm)

依表 IV-6 所示之法線齒距誤差 f 來選定。

表 IV-6 法線齒距誤差 f (mm)

節圓周速度 m/sec		$V > 20$	$20 > V > 5$	$V < 5$	$V < 5$	$V < 5$
齒輪齒面加工		研 削	研削或拉削 加 工	精密切削或 鉋	切 削 低負荷用	切 削 高負荷用
f mm		0.005	0.008	0.012	0.020	0.040
fC	小齒輪	2.9	4.6	7.0	11.6	23.2
	大齒輪					
kgf/mm	鑄鐵	4.0	6.4	9.6	16.0	32.0
	青銅					
	鋼	5.8	9.3	13.9	23.2	46.4
	鋼					

11. 齒變形力 F_t (kgf/mm)

$$F_t = F_s / b f \times C$$

12. 動的節圓周力 F (kgf)

$$F = F_s + \frac{b \cdot F_t}{1 + \frac{0.76}{V} \sqrt{F_t}}$$

b : 齒寬 (mm)

13. 嚙合壓力角 α (度)

使用與 IV-1 ~ IV-4 所示之各種尺寸及性能者相同。

14. 嚙合率 e

使用與 IV-1 ~ IV-4 所示各種尺寸及性能者相同。

15. 衝擊係數 x

由表 IV-7 所示齒輪之衝擊係數 x 而定。

表 IV-7 齒輪之衝擊係數

被 動 機 械	驅 動 機 械	
	電 動 機	渦輪為多缸引擎
衝擊小 發電機、離心式送風機、壓縮機等	1.0	1.25
衝擊中 工作機械、吊車、攪拌機等	1.25	1.5
衝擊大 壓延機、鍛造機等	1.75	2.0

16. 齒之彎曲應力 σ_1, σ_2 (kgf/mm²)

$$\sigma_{1,2} = F \cdot X / b \cdot m \cdot Y_{1,2} \cdot \epsilon$$

F : 動的節圓周力 (kgf)

X : 衝擊係數

b : 齒寬 (mm)

m : 模數 (mm)

Y₁, Y₂ : 齒形係數

ε : 啮合率

17. 安全率 S

依表IV-8所示之安全率S而定。

表IV-8 安全率 S

驅 動 側 荷 重	被 驅 動 側 荷 重			
	樣	輕 衝 擊	中 衝 擊	重 衝 擊
一 樣	1.00	1.10	1.25	1.75
輕 衝 擊	1.10	1.20	1.35	1.80
中 衝 擊	1.25	1.35	1.50	1.85
重 衝 擊	1.75	1.80	1.85	2.00

18. 齒之容許彎曲強度 $\sigma_{wb1}, \sigma_{wb2}$ (kgf/mm²)

$$\sigma_{wb1,2} = S \sigma_{1,2}$$

19. 齒輪材料

表IV-9所示乃齒輪用鋼鐵材料。

表IV-9 齒輪用鋼鐵材料

規 格 名 稱	JIS 規格編號	材 料 記 號
灰 鑄 鐵	G5501	FC20, 25, 30, 35
球 狀 石 墨 鑄 鐵 品 ⁽¹⁾	G5502	FCD40, 45, 50
碳 素 鋼 鑄 鋼	G5101	SC42, 46, 49
構 造 用 高 張 力 碳 素 鋼 及 低 合 金 鋼 鑄 鋼	G5111	SCC3A, 3B SCCrM1, 3, SCNCrM2
機 械 構 造 用 碳 素 鋼 鋼 材	G4051	S38C~58C, S9CK, S15CK, S20CK
錳 鉻 鋼	G4102	SNC2, 3, 21, 22
錳 鉻 鉍 鋼	G4103	SNCM2, 5, 7, 8, 9 SNCM21, 22, 23, 24, 25, 26
鉻 鋼	G4104	SCr21, 22
鉻 鉍 鋼	G4105	SCM3, 4, 21, 22, 23, 24
鉍 鉻 鉍 鋼	G4202	SACM1

註 [1] 延性鑄鐵

備考 溶碳淬火の場合，一般使用SCM21或SNCM23者較多，斜齒輪等，則常用SNC22或SNCM25

又次頁所示為鑄鐵、鑄鋼、調質鋼(高周波火焰淬火鋼)，表面淬硬鋼(溶碳淬火鋼)，非鐵合金鑄物的機械性質。

19. 齒輪材料

齒輪材料之使用可依表IV—18所示的齒輪材料之機械性質而定。

表IV—10 齒輪材料之機械性質

σ_B ：材料之抗拉強度下限(kgf/mm)

H_B ：齒面之勃氏硬度

σ_{wb} ：回轉彎曲疲勞強度下限(kgf/mm²)

H_{RC} ：齒面之洛克C硬度

材 料		JIS記號	σ_B	σ_{wb}	H_B	材 料	JIS記號	σ_B	σ_{wb}	H_{RC}	
非 鐵 合 金 鑄 物	強力黃銅 中速中荷重 小形高速	HBsC 2	50	12.7		調 質 鋼 (高周波火槍淬火鋼)	SF 60	60	18.0	168	
		HBsC 3	70	12.7			S 35 C	58	17.5	160	
	青銅 低速低荷重	BC 2	25	6.0	85		S 40 C	62	18.0	173	
		BC 3	25	6.0	85		S 45 C	70	21.0	196	
	低速中荷重	SzBC 2	45	12.7	80		S 50 C	75	22.0	210	
		PBC 2 B	30	8.0	70		SNC 2	85	28.5	238	
	鋼 中速中荷重 輪材	A/BC 1	45	8.5	90		SNC 3	95	29.0	266	
		A/BC 2	50	9.5	120		SNM 2	95	29.0	266	
	高速低中荷重	LBC 1			72		SNM 5	110	29.5	308	
		LBC 2			68		SNM 6	90	29.0	252	
	鑄 鐵	低速低荷重	FC 20	17	3.5		170	SNM 7	100	29.0	280
			FC 25	22	5.0		200	SNM 8	100	29.0	280
FC 30			27	6.0	220	SNM 9	105	29.5	294		
FC 35			32	6.5	240	SCr22	85	28.5	238		
FCD40			40	13.0	150	SCM 4	100	29.0	280		
FCD45			45	15.0	170	SNC21	80	34.5	36~44		
FCD60			60	19.0	230	SNC22	100	35.0	44~52		
FCD70			70	21.0	270	SNM21	85	34.5	38~46		
FCMP45			45	15.0	170	SNM22	90	34.5	40~49		
FCMP50			50	16.0	190	SNM23	100	35.0	44~52		
FCMP55			55	17.5	210	SNM25	110	35.5	48~56		
FCMP60			60	18.0	230	SNM26	120	36.0	51~59		
FCMP70			70	21.0	270	SCM21	85	34.5	38~46		
鑄 鋼			中速中荷重	SC 37	37	10.5	105	SCM22	95	35.0	42~50
				SC 42	42	12.0	118	SCM23	100	35.0	44~52
				SC 46	46	12.5	130	SCM24	105	35.0	46~54
	SC 49	49		13.0	137						
	SCC 3	56		14.0	157						
	SCC 5	63		15.0	177						
	SCM H 2	75		17.0	170						

20. 齒輪材料之係數 K_d

$$K_d = \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) / 0.35$$

E_1, E_2 ：材料之縱彈性係數(kgf/mm²)

21. 容許接觸應力 σ_d (kgf/mm²)

表IV-11所示乃容許接觸應力 σ_d 與接觸面應力係數K。

依材料之硬度以求取容許接觸應力 σ_d 及接觸面應力係數K。

表IV-11 容許接觸應力 σ_d 與係數K

齒 輪 材 料		容許接觸應力 σ_d (kgf/mm ²)	係 數 $(\sigma = 20^\circ)$ K(kgf/mm ²)
小齒輪 (硬度 H _B)	大齒輪 (硬度 H _B)		
鋼 (200)	鋼 (200)	49	0.053
" (250)	" (200)	56	0.069
" (300)	" (200)	63	0.086
鋼 (250)	鋼 (250)	63	0.086
" (300)	" (250)	70	0.107
" (350)	" (250)	77	0.130
鋼 (300)	鋼 (300)	77	0.130
" (350)	" (300)	84	0.154
" (400)	" (300)	88	0.168
鋼 (350)	鋼 (350)	91	0.182
" (400)	" (350)	99	0.210
" (500)	" (350)	102	0.226
鋼 (400)	鋼 (400)	120	0.311
" (500)	" (400)	123	0.329
" (600)	" (400)	127	0.348
鋼 (500)	鋼 (500)	134	0.389
" (600)	" (600)	162	0.509

(參考) $K = \sigma_{1,2s} \sin 2\alpha \cdot K_d / 8$

$\sigma_{1,2s}$: 齒之彎曲應力 (kgf/mm²)

α : 嚙合壓力角 (度)

K_d : 齒輪材料之係數

22. 齒 寬 b' (mm)

$b' = (1 + \nu)F / 2d_1 \cdot K$, 其結果若在 $b' < b$ 範圍則成立。

ν : Z_1, Z_2 (Z_1, Z_2 : 齒數)

F : 動的節圓周力 (kgf)

d_1 : 節圓直徑 (mm)

23. 刀具壓力角 α_c (度)

設 $\alpha_c = 20$ (度)

24. 齒面壓強度 σ_H (kgf/mm²)

$\sigma_H = \sqrt{F(1 - Z_1/Z_2) / b \cdot d_1 \cdot (2 / \sqrt{\sin 2\alpha_c}) \cdot \sqrt{0.35 \cdot \sqrt{E_1 \cdot E_2} / (b_1 + b_2)}} \cdot \sqrt{K}$

$\sigma_{H0} = S_H \sigma_H$

$E_1 E_2$: 材料之縱彈性係數 (kgf/mm²)

x : 衝擊係數

S_H : 齒面應力安全係數 ($S_H = 1 - 1.25$)

25. 硬 度 H_B, H_{RC}

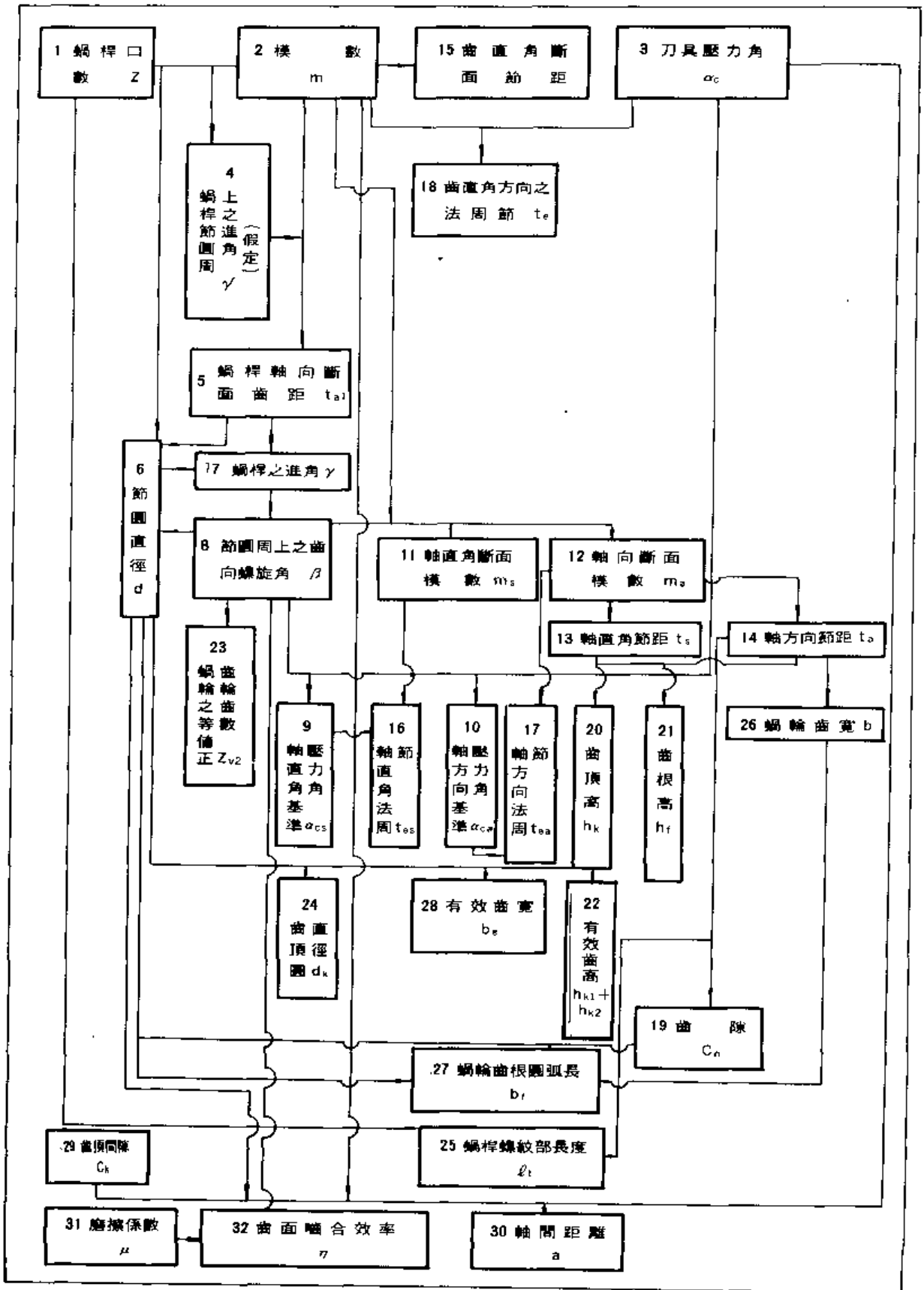
H_B = $\sigma_{H0} / 0.25$ 鑄鐵、鑄鋼、調質合金鋼 (淬火) 之齒面容許勃氏硬度

H_{RC} = $\sigma_{H0} / 2.5$ 表面淬硬鋼 (滲碳淬火) 之齒面容許洛克硬度

比較機設計算結果與表IV-10所示的齒輪材料之機械性質，若有不適的場合，再變更材料、尺寸等。

IV-6-1

流程图



1. 蝸桿口數 Z_1, Z_2

考慮速度比後設定之。

2. 模數 m (mm)

模數 m 可依表 IV-1 所示模數 m 之標準值而定。

3. 刀具壓力角 α_c (度)

設 $\alpha_c = 20$ (度)

4. 蝸桿節圓周上之進角 (假定) γ (rad)

$$\gamma = Z_1 \cdot m / (p \cdot \pi \cdot m + q)$$

為防止干涉，必須使 $\gamma \leq 25$ (度)。

又美國齒輪製造者協會 (以下稱 AGMA) 之推薦值為

$p = 2, q = 12.7$ 蝸桿與軸連成一體

$p = 2.4, q = 28$ 有孔蝸桿

5. 蝸桿軸方向之斷面齒距 t_{a1} (mm)

$$t_{a1} = \pi \cdot m / \cos \gamma$$

參考此計算值再依表 IV-12 所示之蝸桿軸向斷面齒距 t_{a1} 來決定。

表 IV-12 蝸桿軸向斷面齒距 t_{a1} (AGMA 推薦值)

t_{a1}		t_{a1}		t_{a1}		t_{a1}	
吋	mm	吋	mm	吋	mm	吋	mm
1/4	6.350	1/2	12.700	1	25.400	1 3/4	44.450
5/16	7.938	5/8	15.875	1 1/4	31.750	2	50.800
3/8	9.525	3/4	19.050	1 1/2	38.100		

6. 節圓直徑 d_1, d_2 (mm)

$$d_1 = p \cdot t_{a1} + q \dots \dots \dots \text{蝸桿}$$

$$d_2 = Z_2 \cdot m / \cos \beta_2 \dots \dots \dots \text{蝸輪}$$

7. 蝸桿之進角 γ (度)

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{Z_1 \cdot t_{a1}}{\pi \cdot d_1}$$

8. 節圓周上齒向之螺旋角 β_1, β_2 (度)

$$\beta_1 = 90^\circ - \gamma$$

$$\beta_2 = \Sigma - \beta_1 = 90^\circ - \beta_1 = \gamma$$

9. 軸直角之基準壓力角 $\alpha_{ca1}, \alpha_{ca2}$ (度)

$$\alpha_{ca1,2} = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_c}{\cos \beta_{1,2}}$$

10. 軸方向基準壓力角 $\alpha_{ca1}, \alpha_{ca2}$ (度)

$$\alpha_{ca1,2} = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_c}{\cos(90^\circ - \beta_{1,2})} = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_c}{\cos \beta_{2,1}}$$

α_c : 刀具壓力角(度)

β_1, β_2 : 節圓周上齒向螺旋角(度)

11. 軸直角斷面模數 m_{s1}, m_{s2} (mm)

$$m_{s1,2} = m / \cos \beta_{1,2}$$

m : 模數(mm)

12. 軸方向斷面模數 m_{a1}, m_{a2} (mm)

$$m_{a1,2} = m / \cos \beta_{2,1}$$

13. 軸直角方向之齒距 t_{s1}, t_{s2} (mm)

$$t_{s1,2} = \pi \cdot m_{s1,2}$$

14. 軸向齒距 t_{a1}, t_{a2} (mm)

$$t_{a1,2} = \pi \cdot m_{a1,2}$$

15. 齒直角方向之斷面齒距 t (mm)

$$t = \pi \cdot m$$

16. 軸直角方向之法線齒距 t_{ca1}, t_{ca2} (mm)

$$t_{ca1,2} = \pi \cdot m_{s1,2} \cdot \cos \alpha_{ca1,2}$$

$\alpha_{ca1}, \alpha_{ca2}$: 軸直角方向之基準壓力角(度)

17. 軸方向法線齒距 t_{ca1}, t_{ca2} (mm)

$$t_{ca1,2} = \pi \cdot m_{a1,2} \cdot \cos \alpha_{ca1,2}$$

18. 齒直角方向之法線齒距 t_e (mm)

$$t_e = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_c$$

19. 齒隙 C_n (mm)

依表IV-13所示蝸輪之齒隙來計算。

表IV-13 蝸輪之齒隙 C_n (單位 μ)

d_2, d_1 之單位為mm (BSS規格)

齒輪種類	齒隙 C_n	最大 值	最小 值
精密齒輪 $V_2 \geq 5m/s$		$0.35d_2 + 3.5t_{a1} + 50.8$	$0.25d_2 + 2.5t_{a1} + 25.4$
高級齒輪 $V_2 \leq 7.5m/s$		$0.5d_2 + 5t_{a1} + 63.5$	$0.3d_2 + 3.5t_{a1} + 25.4$
普通級齒輪 $V_2 \leq 1.5m/s$		$0.7d_2 + 7t_{a1} + 88.9$	$0.4d_2 + 4.5t_{a1} + 25.4$
引擎調時齒輪 及絞車用齒輪		$0.2d_2 + t_{a1} + 50.8$	$0.1d_2 + 25.4$
車輛用齒輪		$0.5d_2 + 5t_{a1} + 50.8$	$0.3d_2 + 3.5t_{a1} + 25.4$

20. 齒頂高 h_{k1}, h_{k2} (mm)

$$\left. \begin{aligned} h_{k1} &= 0.9 t_{a1} / \pi \\ h_{k2} &= 0.318 t_{a2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots \text{AGMA 推薦}$$

t_{a1} : 軸向齒距 (mm)
 t_{a2} : 軸直角方向齒距 (mm)

21. 齒根高 h_{f1}, h_{f2} (mm)

$$\left. \begin{aligned} h_{f1} &= 0.366 t_{a1} \\ h_{f2} &= 0.368 t_{a2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots \text{AGMA 推薦}$$

22. 有效齒高 $h_{k1} + h_{k2}$ (mm)

$$h_{k1} + h_{k2}$$

23. 蝸輪之等值正齒輪齒數 Z_{v2}

$$Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \beta_2$$

Z_2 : 蝸輪齒數
 β_2 : 節圓周上齒向螺旋角 (度)

24. 齒頂圓直徑 d_{k1}, d_{k2} (mm)

$$d_{k1,2} = d_{1,2} + 2 h_{k1,2}$$

d_1, d_2 : 節圓直徑 (mm)

25. 蝸桿螺紋部位長度 l_t (mm)

$$l_t = (4.5 + 0.2 Z_1) t_{a1} \dots\dots\dots \text{AGMA 推薦}$$

Z_1 : 蝸桿齒數

26. 蝸輪齒寬 b (mm)

$$b = 2.15 t_{a1} + 5.08 \dots\dots\dots \text{AGMA 推薦}$$

27. 蝸輪齒根之圓弧長度 b_f (mm)

$$b_f = \frac{\pi (d_1 + 2 h_{f2})}{180} \sin^{-1} \left(\frac{b}{d_1 + 2 h_{f2}} \right)$$

28. 有效齒寬 b_e (mm)

$$b_e = 2 \sqrt{h_{k1} (d_1 + h_{k1})}$$

29. 齒頂間隙 C_k (mm)

$$C_k \geq 0.25 m$$

m : 模數 (mm)

30. 軸間距離 a (mm)

$$a = (d_1 + d_2) / 2 + C_k / 2 m \sin \alpha_c$$

α_c : 刀具壓力角 (度)

31. 摩擦係數 μ

$$\mu = \tan \lambda$$

依表IV-14摩擦係數 μ 來決定 λ 值，再求取 μ 值。

表IV-14 摩擦係數

V_1 (m/sec)	0.001	0.00508	0.0254	0.0508	0.508	1.02	2.54	5.08	7.64
$\mu = \tan \lambda$	0.13	0.116	0.10	0.09	0.055	0.043	0.03	0.022	0.018
λ	7.4°	6.6°	5.7°	5.1°	3.1°	2.5°	1.7°	1.3°	1.0°

蝸桿材料：淬火後經研削，拉削加工之表面淬硬鋼

蝸輪材料：磷青銅

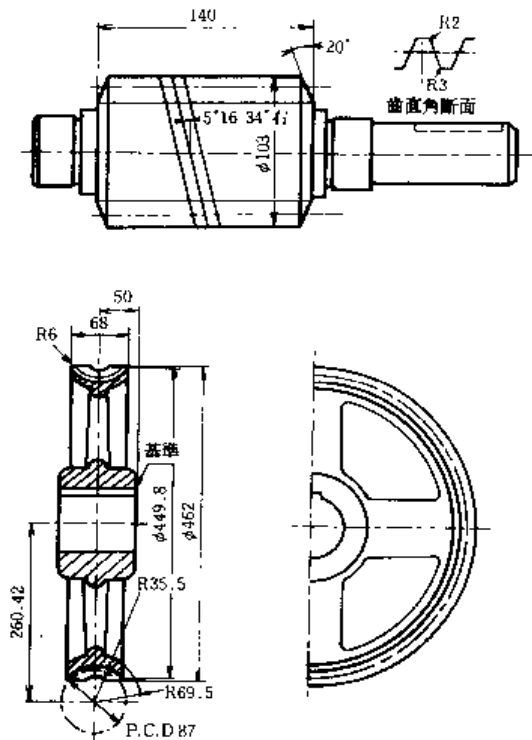
潤滑油：礦物油

32. 齒面嚙合效率 η

$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \lambda)} \dots \dots \dots \text{由蝸桿驅動蝸輪}$$

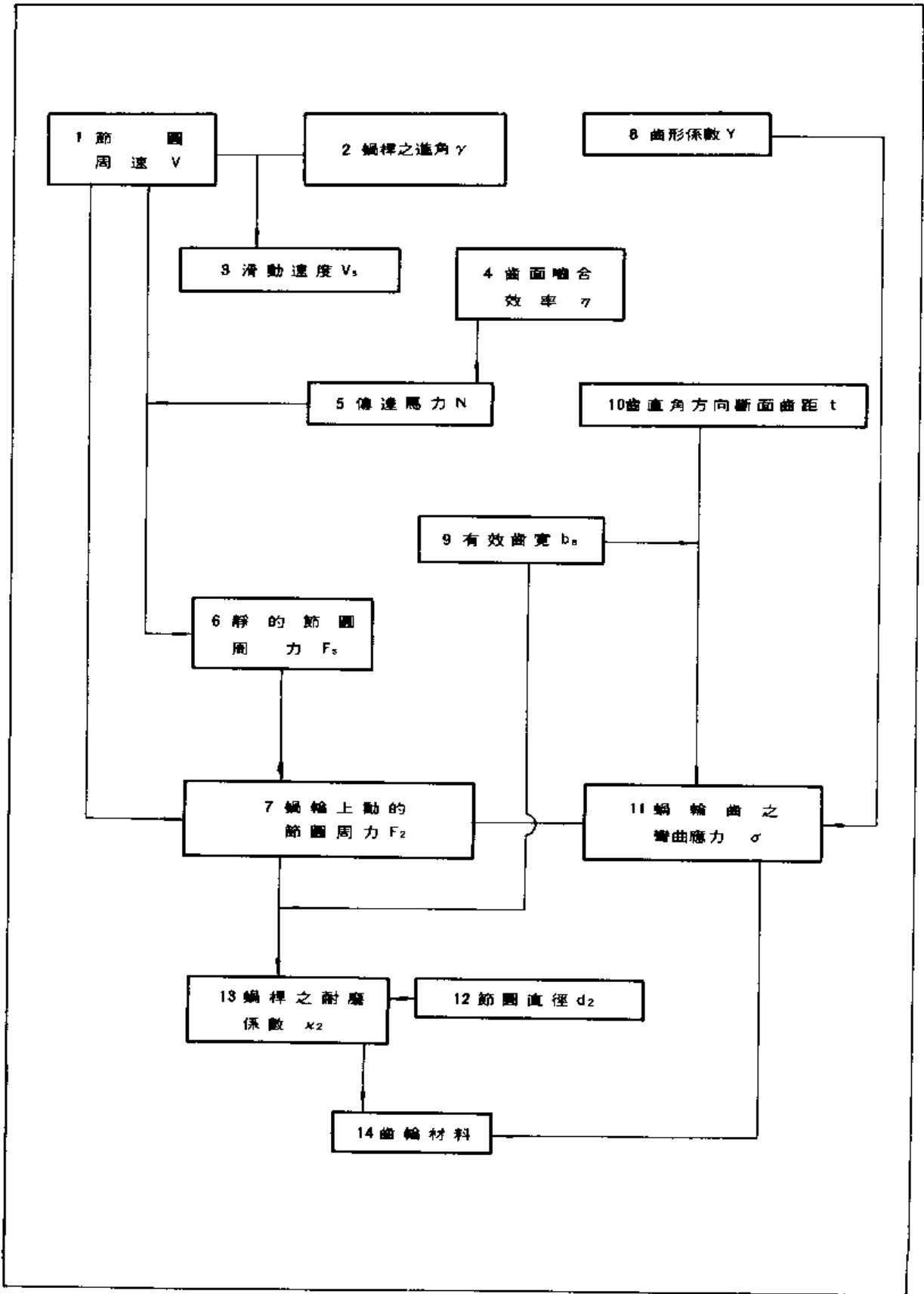
$$\eta = \frac{\tan(\gamma - \lambda)}{\tan \gamma} \dots \dots \dots \text{由蝸輪驅動蝸桿}$$

圖IV-5 乃蝸桿與蝸輪製圖之一例。



圖IV-5 蝸桿與蝸輪之製圖例

N-7-1 流程图



1. 節圓周速度 V_1, V_2 (m/sec)

$$V_{1,2} = \pi \cdot d_{1,2} \cdot n_{1,2} / (1000 \times 60)$$

d_1, d_2 : 節圓直徑 (mm)

n_1, n_2 : 回轉數 (r.p.m)

2. 蝸桿之進角 γ (度)

與IV-6 蝸輪之各種尺寸及性能之構成要素7 所示蝸桿之進角相同。

3. 滑動速度 V_s (m/sec)

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{V_2}{\sin \gamma}$$

4. 齒面嚙合效率 η

與IV-6 蝸輪之各種尺寸及性能之構成要素32 所示之齒面嚙合效率相同。

5. 傳遞馬力 N_1, N_2 (PS)

$$N_2 = \eta \cdot N_1$$

6. 靜的節圓周力 F_{s1}, F_{s2} (kgf)

$$F_{s1,2} = \frac{75 N_2}{V_{1,2}}$$

7. 蝸輪上動的節圓周力 F_2 (kgf)

$$F_2 = F_{s2} \frac{6 + V_2}{6} \dots \dots \dots \text{鑄鐵・青銅製蝸輪}$$

$$= F_{s2} \frac{1 + V_2}{1 + 0.25 V_2} \dots \dots \dots \text{合成樹脂製蝸輪}$$

8. 齒形係數 Y

$$Y = 0.125 \dots \dots \dots \text{對 } \alpha_c = 20^\circ \text{ 時}$$

9. 有效齒寬 b_e (mm)

與IV-6 蝸輪之各種尺寸及性能之構成要素28 所示的有效齒寬 b_e 相同。

10. 齒直角方向之斷面齒距 t (mm)

與IV-6 蝸輪之各種尺寸及性能之構成要素15 所示的齒直角方面斷面齒距相同。

11. 蝸輪齒之彎曲應力 σ_2 (kgf/mm²)

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{b_e \cdot t \cdot Y} < \sigma_a$$

- t : 齒直角方向之斷面齒距 (mm)
- σ_a : 蝸輪齒之容許彎曲應力 (kgf/mm²)
- b_e : 有效齒寬 (mm)
- Y : 齒形係數
- F_2 : 加於蝸輪上動之節圓周力 (kgf)

12. 節圓直徑 d_2 (mm)

與 IV-6 蝸輪之各種尺寸及性能之構成要素 6 所示之節圓直徑 d_2 相同。

13. 蝸輪之耐摩耗係數 κ_2 (kgf/mm²)

$$\kappa_2 \leq F_2 / d_2 \cdot b_e \cdot c$$

- F_2 : 加於蝸輪上動之節圓周力 (kgf)
- d_2 : 節圓直徑 (mm)
- b_e : 有效齒寬 (mm)
- $\gamma < 12$ (度) 時 $c = 1$
- $\gamma = 12$ (度) ~ 25 (度) 時 $c = 1.25$
- $\gamma > 25$ (度) 時 $c = 1.50$

14. 齒輪材料

表 IV-15 蝸輪之容許彎曲應力 σ_a (kgf/mm²)

材 質	鑄 鐵	齒輪用青銅	錫 青 銅	合 成 樹 脂
σ_a (kgf/mm ²)	8.5	17	10.5	3

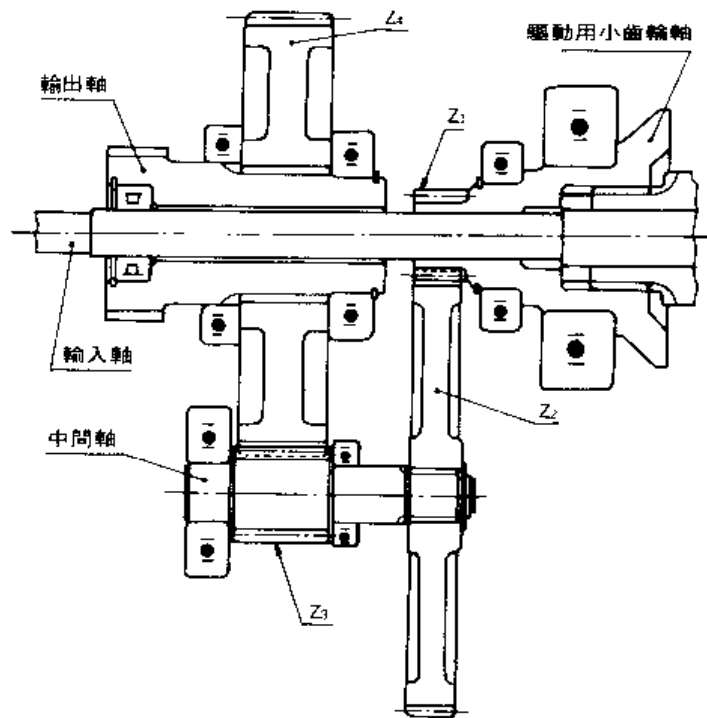
唯，上表所示為負荷方向一定時的數值，逆轉時應為此值之 2/3。

表 IV-16 蝸輪之耐摩耗係數 κ_2

蝸 桿	蝸 輪	κ_2 (kgf/mm ²)
鋼 (HB250以上)	磷 青 銅	0.042
淬 火 鋼	鑄 鐵	0.035
淬 火 鋼	磷 青 銅	0.056
淬 火 鋼	冷 鑄 磷 青 銅	0.085
淬 火 鋼	錫 青 銅	0.085
淬 火 鋼	合 成 樹 脂	0.028
鑄 鐵	磷 青 銅	0.056

表 IV-15 之容許彎曲應力 σ_a ，表 IV-16 之耐摩耗係數 κ_2 與前述之計算結果，比較檢討後再決定適當齒輪材料。

現以使用於電動絞車之減速機構之正齒輪為設計題目，舉例說明。



圖IV-6 減速機構

1. 齒數Z

考慮齒數比後，設第一段 $Z_1=14, Z_2=77$ ，第二段 $Z_3=15, Z_4=76$ 。

2. 模數m

$$m_1 = m_2 = 3 \text{ (mm)}$$

3. 刀具壓力角 α_c

$$\alpha_c = 20^\circ$$

4. 速度比 i

$$i_0 = i_1 \cdot i_2 = \frac{14}{77} \times \frac{15}{76} = \frac{1}{27.9}$$

設第一段之回轉數 $n_1=1430$ (rpm)。

$$n_2 = 1430 \times \frac{14}{77} = 260 \text{ (rpm)}$$

$$n_3 = 260 \text{ (rpm)}$$

$$n_4 = 260 \times \frac{15}{76} = 51.3 \text{ (rpm)}$$

5. 轉位係數 x

此裝置使用不轉位之齒輪，因此以 $x_1 = x_2 = 0$ 計算之。

6. 法線方向齒隙 C_n

模數等於 3，以滾齒方式加工。

$$C_n = 0.045 \text{ (mm)}$$

7. 齒頂間隙 C_k

$$C_k \geq 0.25m \geq 0.25 \times 3$$

$$\geq 0.75 \text{ (mm)}$$

8. 節圓直徑 d_o

$$d_{o1} = m_1 \cdot Z_1 = 3 \times 14 = 42 \text{ (mm)}$$

$$d_{o2} = m_1 \cdot Z_2 = 3 \times 77 = 231 \text{ (mm)}$$

$$d_{o3} = m_3 \cdot Z_3 = 3 \times 15 = 45 \text{ (mm)}$$

$$d_{o4} = m_3 \cdot Z_4 = 3 \times 76 = 228 \text{ (mm)}$$

9. 基圓直徑 d_g

$$d_{g1} = Z_1 \cdot m_1 \cdot \cos \alpha_e = 14 \times 3 \times \cos 20 = 39.5 \text{ (mm)}$$

$$d_{g2} = Z_2 \cdot m_1 \cdot \cos \alpha_e = 77 \times 3 \times \cos 20 = 217.1 \text{ (mm)}$$

$$d_{g3} = Z_3 \cdot m_3 \cdot \cos \alpha_e = 15 \times 3 \times \cos 20 = 42.3 \text{ (mm)}$$

$$d_{g4} = Z_4 \cdot m_3 \cdot \cos \alpha_e = 76 \times 3 \times \cos 20 = 214.2 \text{ (mm)}$$

10. 周節 t

$$t = \pi \cdot m = 9.42 \text{ (mm)}$$

11. 法周節 t_e

$$t_e = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_e = \pi \times 3 \times \cos 20 = 8.86 \text{ (mm)}$$

12. 啮合壓力角 α

$$\begin{aligned} \mu u_0 &= \mu u_{\alpha_0} + 2 \tan \alpha_0 \cdot \frac{x_1 + x_2 + \frac{C_n}{2 \cdot m \cdot \sin \alpha_0}}{Z_1 + Z_2} \\ &= \mu u_{20^\circ} + 2 \tan 20^\circ \times \frac{0.045}{2 \times 3 \times \sin 20^\circ} \\ &= 0.0150794 \end{aligned}$$

由表 IV-3，可得 $\alpha_1 = 20.1^\circ$ ， $\alpha_0 = 20.1^\circ$

13. 軸間距離增加係數 y

$$y_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_1} - 1 \right) = \frac{14 + 77}{2} \left(\frac{\cos 20^\circ}{\cos 20.1^\circ} - 1 \right) = 0.0290$$

$$y_0 = \frac{Z_3 + Z_4}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} - 1 \right) = \frac{15 + 76}{2} \left(\frac{\cos 20^\circ}{\cos 20.1^\circ} - 1 \right) = 0.0290$$

14. 軸間距離 a

$$a_1 = \left\{ (Z_1 + Z_2) / 2 + y_1 \right\} m_1 = \left\{ \left(\frac{14 + 77}{2} \right) + 0.0290 \right\} \times 3 = 136.6 \text{ (mm)}$$

$$a_0 = \left\{ (Z_3 + Z_4) / 2 + y_0 \right\} m_0 = \left\{ \left(\frac{15 + 76}{2} \right) + 0.0290 \right\} \times 3 = 136.6 \text{ (mm)}$$

15. 齒頂圓直徑 d_k

$$d_{k1} = \left\{ (Z_1 + 2) + 2(y_1 - x_2) \right\} \cdot m_1 = (14 + 2 + 2 \times 0.029) \times 3 = 48.2 \text{ (mm)}$$

$$d_{k2} = \left\{ (Z_2 + 2) + 2(y_1 - x_1) \right\} \cdot m_1 = (77 + 2 + 2 \times 0.029) \times 3 = 237.2 \text{ (mm)}$$

$$d_{k3} = \left\{ (Z_3 + 2) + 2(y_0 - x_1) \right\} \cdot m_0 = (15 + 2 + 2 \times 0.029) \times 3 = 51.2 \text{ (mm)}$$

$$d_{k4} = \left\{ (Z_4 + 2) + 2(y_0 - x_2) \right\} \cdot m_0 = (76 + 2 + 2 \times 0.029) \times 3 = 234.2 \text{ (mm)}$$

16. 齒高 h

$$h = \left\{ (2 + C_k \cdot m) \cdot (v - x_1 - x_2) \right\} m = \left\{ 2 + \frac{0.75}{3} + 0.029 \right\} \times 3 = 6.84 \text{ (mm)}$$

17. 齒根圓直徑 d_f

$$d_{f1} = d_{k1} - 2h = 48.2 - 2 \times 6.84 = 34.6 \text{ (mm)}$$

$$d_{f2} = d_{k2} - 2h = 237.2 - 2 \times 6.84 = 223.6 \text{ (mm)}$$

$$d_{f3} = d_{k3} - 2h = 51.2 - 2 \times 6.84 = 37.6 \text{ (mm)}$$

$$d_{f4} = d_{k4} - 2h = 234.2 - 2 \times 6.84 = 220.6 \text{ (mm)}$$

18. 齒頂高 h_k

$$\text{第 1 段齒輪 } h_{k1} = \frac{1}{2} (d_{k1} - d_{o1}) = \frac{1}{2} (48.2 - 42) = 3.1 \text{ (mm)}$$

第 2 段齒輪亦以同樣方法計算之。

19. 啮合率 ϵ

以齒頂之切線角計算之。

$$\cos \alpha_{k1} = \frac{d_{o1}}{d_{k1}} \cos \alpha = \frac{42}{48.2} \cos 20^\circ = 0.8188 \quad \alpha_{k1} = 35.1^\circ$$

$$\cos \alpha_{k2} = \frac{d_{o2}}{d_{k2}} \cos \alpha = \frac{231}{237.2} \cos 20^\circ = 0.91514 \quad \alpha_{k2} = 23.8^\circ$$

$$\cos \alpha_{k3} = \frac{d_{o3}}{d_{k3}} \cos \alpha = \frac{45}{51.2} \cos 20^\circ = 0.82589 \quad \alpha_{k3} = 34.5^\circ$$

$$\cos \alpha_{k4} = \frac{d_{o4}}{d_{k4}} \cos \alpha = \frac{228}{234.2} \cos 20^\circ = 0.91481 \quad \alpha_{k4} = 23.8^\circ$$

$$\text{第 1 段 } \varepsilon_1 = \frac{Z_1}{2\pi} (\tan\alpha_{k1} - \tan\alpha) = \frac{14}{2\pi} (\tan 35.1^\circ - \tan 20^\circ) = 0.755$$

$$\varepsilon_2 = \frac{Z_2}{2\pi} (\tan\alpha_{k2} - \tan\alpha) = \frac{77}{2\pi} (\tan 23.8^\circ - \tan 20^\circ) = 0.945$$

$$\text{第 2 段 } \varepsilon_3 = \frac{Z_3}{2\pi} (\tan\alpha_{k3} - \tan\alpha) = \frac{15}{2\pi} (\tan 34.5^\circ - \tan 20^\circ) = 0.772$$

$$\varepsilon_4 = \frac{Z_4}{2\pi} (\tan\alpha_{k4} - \tan\alpha) = \frac{76}{2\pi} (\tan 23.8^\circ - \tan 20^\circ) = 0.933$$

因此，嚙合率為

$$\varepsilon_I = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0.755 + 0.945 = 1.700$$

$$\varepsilon_{II} = \varepsilon_3 + \varepsilon_4 = 0.772 + 0.933 = 1.705$$

20. 摩擦係數 μ

設摩擦係數 $\mu = 0.1$ 。

21. 齒面嚙合效率 η

(因 $\varepsilon_I, \varepsilon_{II}$ 均在 $1 < \varepsilon < 2$ 範圍。)

$$\eta_I = 1 - \mu\pi \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \cdot (\varepsilon_I^2 - \varepsilon_I + 1 - 2 \cdot \varepsilon_I \cdot \varepsilon_2)$$

$$= 1 - 0.1 \times \pi \times \left(\frac{1}{14} + \frac{1}{77} \right) \times (1.7^2 - 1.7 + 1 - 2 \times 0.755 \times 0.945)$$

$$= 0.924$$

$$\eta_{II} = 1 - \mu\pi \left(\frac{1}{Z_3} + \frac{1}{Z_4} \right) \cdot (\varepsilon_{II}^2 - \varepsilon_{II} + 1 - 2 \cdot \varepsilon_{II} \cdot \varepsilon_4)$$

$$= 1 - 0.1 \times \pi \times \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{76} \right) \times (1.705^2 - 1.705 + 1 - 2 \times 0.772 \times 0.933)$$

$$= 0.959$$

1. 齒數 z

$$\text{第 1 段} \begin{cases} Z_1 = 14 \\ Z_2 = 77 \end{cases}, \quad \text{第 2 段} \begin{cases} Z_3 = 15 \\ Z_4 = 76 \end{cases}$$

2. 模數 m

$$m_I = m_{II} = 3$$

3. 齒寬

$$\text{設 } b_I = 25 \text{ (mm)}, b_{II} = 45 \text{ (mm)}.$$

4. 齒形係數 Y

由表 IV-5

$$\text{第 1 段} \begin{cases} Y_1 = 0.308 \\ Y_2 = 0.443 \end{cases}, \quad \text{第 2 段} \begin{cases} Y_3 = 0.319 \\ Y_4 = 0.443 \end{cases}$$

5. 節圓直徑 d_o

由 IV-8-2

$$\text{第 1 段} \begin{cases} d_{o1} = 42 \text{ (mm)} \\ d_{o2} = 231 \text{ (mm)} \end{cases}, \quad \text{第 2 段} \begin{cases} d_{o3} = 45 \text{ (mm)} \\ d_{o4} = 228 \text{ (mm)} \end{cases}$$

6. 回轉數 n

由 IV-8-1

$$\text{第 1 段} \begin{cases} n_1 = 1430 \text{ (rpm)} \\ n_2 = 260 \text{ (rpm)} \end{cases}, \quad \text{第 2 段} \begin{cases} n_3 = 260 \text{ (rpm)} \\ n_4 = 51.3 \text{ (rpm)} \end{cases}$$

7. 節圓周速 V

$$V_I = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n_1}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 42 \times 1430}{1000 \times 60} = 3.1 \text{ (m/sec)}$$

$$V_{II} = \frac{\pi \cdot d_{o3} \cdot n_3}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 45 \times 260}{1000 \times 60} = 0.6 \text{ (m/sec)}$$

8. 傳遞動力 N

$$N_1 = 3.7 \text{ (kw)}$$

$$N_2 = \eta_1 \cdot N_1 = 0.924 \times 3.7 = 3.42 \text{ (kw)}$$

$$N_3 = 3.42 \text{ (kw)}$$

$$N_4 = \eta_2 \cdot N_3 = 0.959 \times 3.42 = 3.28 \text{ (kw)}$$

9. 靜的節圓周力 F_s

$$F_{s1} = \frac{75 \cdot N_2}{V_1 \cdot \left(\times \frac{3}{4}\right)} = \frac{75 \times 3.42}{3.1 \times \left(\times \frac{3}{4}\right)} = 110.32 \text{ (kgf)}$$

$$F_{sII} = \frac{7.5 \times N_4}{V_2 \cdot \left(\times \frac{3}{4}\right)} = \frac{75 \times 3.28}{0.6 \times \left(\times \frac{3}{4}\right)} = 546.67 \text{ (kgf)}$$

10. 法屬節圓直徑 \times 彈性常數 $\times f \times C$

$V_1, V_2 < 5$ 施以精密切削或鉋削加工，大小齒輪材料皆為鋼，則由表 IV-6

$$f \times c = 13.9 \text{ (kgf/mm)}$$

11. 使齒變形之力 F_t

$$F_{t1} = \frac{F_{s1}}{b_1} + f \cdot c = \frac{110.32}{25} + 13.9 = 18.31 \text{ (kgf/mm)}$$

$$F_{tII} = \frac{F_{sII}}{b_2} + f \cdot c = \frac{546.67}{45} + 13.9 = 26.05 \text{ (kgf/mm)}$$

12. 動的節圓周力 F

$$F_1 = F_{s1} + \frac{b_1 \cdot F_{t1}}{1 + \frac{0.76}{V_1} \sqrt{F_{t1}}} = 110.32 + \frac{25 \times 18.31}{1 + \frac{0.76}{3.1} \times \sqrt{18.31}} = 333.72 \text{ (kgf)}$$

$$F_{II} = F_{sII} + \frac{b_{II} \cdot F_{tII}}{1 + \frac{0.76}{V_2} \sqrt{F_{tII}}} = 546.67 + \frac{45 \times 26.05}{1 + \frac{0.76}{0.6} \sqrt{26.05}} = 703.70 \text{ (kgf)}$$

13. 啮合壓力角 α

由 IV-8-3, $\alpha_1 = \alpha_2 = 20.1^\circ$

14. 啮合率 ϵ

由 IV-8-5, $\epsilon_1 = 1.700, \epsilon_2 = 1.705$

15. 衝擊係數 x

驅動機械是馬達, 因在衝擊中, 故由表 IV-7, 得 $x_1 = x_2 = 1.25, x_3 = x_4 = 1.25$

16. 齒之彎曲應力 σ

$$\sigma_1 = \frac{F_1 \cdot X_1}{b_1 \cdot m_1 \cdot Y_1 \cdot \epsilon_1} = \frac{333.72 \times 1.25}{25 \times 3 \times 0.308 \times 1.700} = 10.62 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_2 = \frac{F_1 \cdot X_1}{b_1 \cdot m_1 \cdot Y_2 \cdot \epsilon_1} = \frac{333.72 \times 1.25}{25 \times 3 \times 0.443 \times 1.700} = 7.39 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_3 = \frac{F_2 \cdot X_2}{b_2 \cdot m_2 \cdot Y_3 \cdot \epsilon_2} = \frac{703.70 \times 1.25}{45 \times 3 \times 0.319 \times 1.705} = 11.98 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_4 = \frac{F_2 \cdot X_2}{b_2 \cdot m_2 \cdot Y_4 \cdot \epsilon_2} = \frac{703.70 \times 1.25}{45 \times 3 \times 0.443 \times 1.705} = 8.63 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

17. 安全率 S

設驅動側負荷均勻, 被驅動側負荷為重衝擊時, 由表 IV-9 設安全率 $S_1 = S_2 = 1.75$.

18. 齒之容許彎曲強度 σ_{wb}

第 1 段

$$\sigma_{wb1} = S_1 \cdot \sigma_1 = 1.75 \times 10.62 = 18.59 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{wb2} = S_1 \cdot \sigma_2 = 1.75 \times 7.39 = 12.93 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

第2段

$$\sigma_{wb3} = S_{II} \cdot \sigma_t = 1.75 \times 11.98 = 20.97 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{wb4} = S_{II} \cdot \sigma_t = 1.75 \times 8.63 = 15.10 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

19. 齒輪材料

由表IV-9, 10, 設材料為鎳鉻鋼。

$$Z_1: \text{SNC22 } (\sigma_{wb} = 35.0 \text{ kgf/mm}^2) \geq 18.59 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$Z_2: \text{SNC21 } (\sigma_{wb} = 34.5 \text{ kgf/mm}^2) \geq 12.93 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$Z_3: \text{SNC22 } (\sigma_{wb} = 35.0 \text{ kgf/mm}^2) \geq 20.97 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$Z_4: \text{SNC21 } (\sigma_{wb} = 34.5 \text{ kgf/mm}^2) \geq 15.10 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

20. 齒輪材料之係數Kd

21. 容許接觸應力

各材料之硬度為 $H_B = 400$, 故由表IV-11得。

$$\text{容許接觸應力 } \sigma_{d1} = \sigma_{dII} = 120 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$\text{設接觸面應力 } K_I = K_{II} = 0.311 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

22. 齒寬b'

$$b'_I = \frac{(1 + \nu_I) \cdot F_I}{2 \cdot d_{oI} \cdot K} = \frac{(1 + \frac{44}{77}) \times 333.72}{2 \times 42 \times 0.311} = 20.07 \text{ (mm)}$$

$$b'_{II} = \frac{(1 + \nu_{II}) \cdot F_{II}}{2 \cdot d_{oII} \cdot K} = \frac{(1 + \frac{15}{76}) \times 703.70}{2 \times 45 \times 0.311} = 30.10 \text{ (mm)}$$

將此結果與構成要素3比較, 則可知 $b'_I < b_I, b'_{II} < b_{II}$, 所以取 $b_I = 25 \text{ (mm)}, b_{II} = 45 \text{ (mm)}$ 才屬適當。

23. 刀具壓力角 α_c

設 $\alpha_c = 20^\circ$

24. 齒面壓強度 σ_H

$$\begin{aligned}\sigma_{H1} &= \sqrt{\frac{F_t \cdot \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2}\right)}{b_1 \cdot d_{o1}}} \cdot \frac{2}{\sqrt{\sin 2 \cdot \alpha_c}} \cdot \sqrt{0.35} \cdot \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \cdot \sqrt{\chi_1} \\ &= \sqrt{\frac{333.72 \times \left(1 - \frac{44}{77}\right)}{25 \times 42}} \times \frac{2}{\sqrt{\sin 40^\circ}} \times \sqrt{0.35} \times \sqrt{\frac{2.1 \times 10^4 \times 2.1 \times 10^4}{2.1 \times 10^4 + 2.1 \times 10^4}} \times \sqrt{1.25} \\ &= 77.83 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{H2} &= \sqrt{\frac{F_t \cdot \left(1 - \frac{Z_2}{Z_1}\right)}{b_2 \cdot d_{o2}}} \cdot \frac{2}{\sqrt{\sin 2 \cdot \alpha_c}} \cdot \sqrt{0.35} \cdot \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \cdot \sqrt{\chi_2} \\ &= \sqrt{\frac{703.70 \times \left(1 - \frac{15}{76}\right)}{45 \times 44}} \times \frac{2}{\sqrt{\sin 40^\circ}} \times \sqrt{0.35} \times \sqrt{\frac{2.1 \times 10^4 \times 2.1 \times 10^4}{2.1 \times 10^4 + 2.1 \times 10^4}} \times \sqrt{1.25} \\ &= 111.38 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}\end{aligned}$$

其次求 σ_{H0} ，則由 $S_H = 1.10$

$$\sigma_{H01} = 1.10 \times 77.83 = 85.61 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{H02} = 1.10 \times 111.38 = 122.52 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

25. 硬度 H_{RC}

因材料是表面淬硬鋼。

$$H_{RC1} = \frac{85.61}{2.5} = 34.2$$

$$H_{RC2} = \frac{122.52}{2.5} = 49$$

所以，齒輪材料依表 IV-10，可知為 SNC21=36~44，SNC22=44~52，而 Z_2 之材料則有變更爲

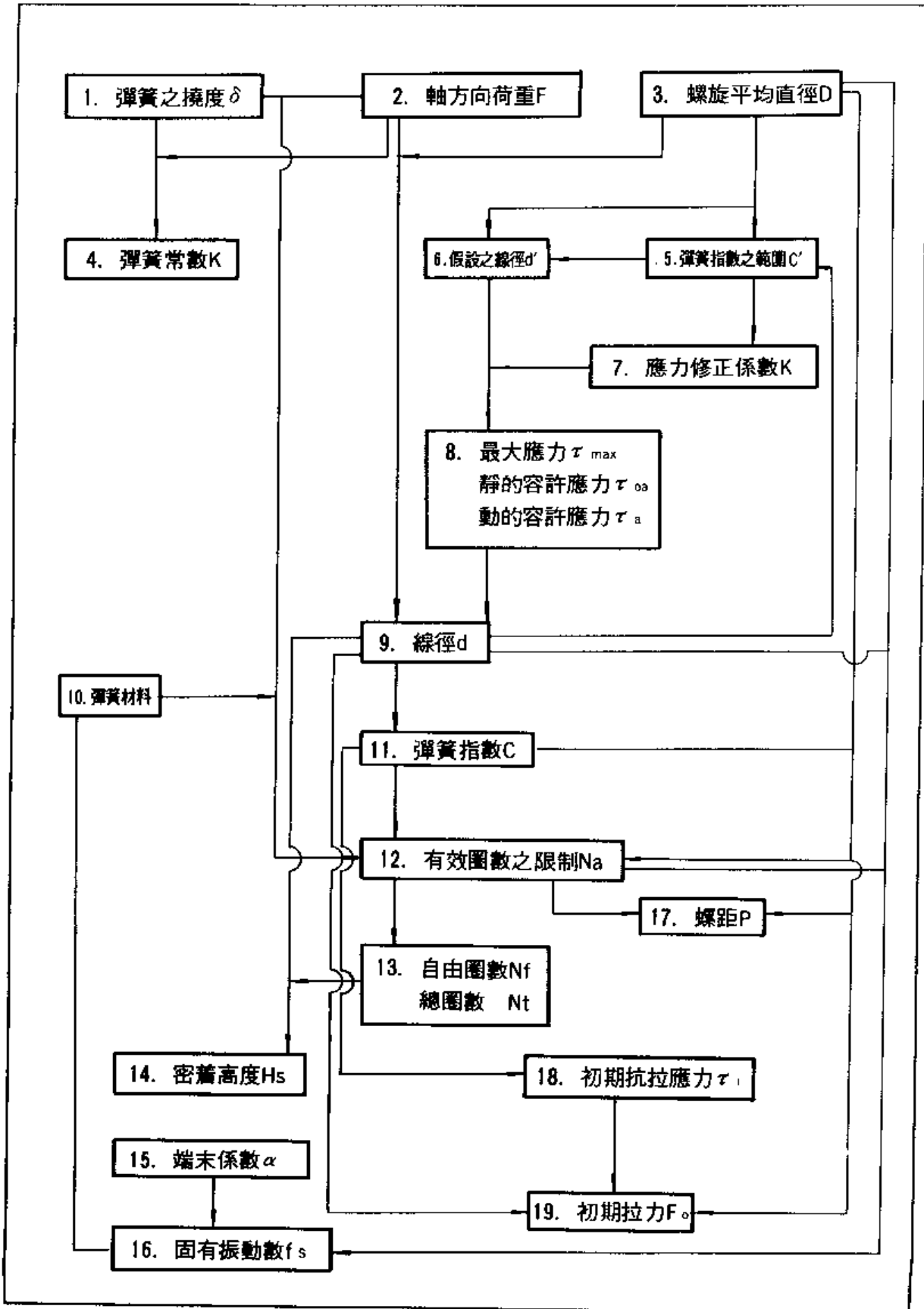
SNC22 之必要。

V

彈 簧

- V-1 壓縮·拉張用螺旋彈簧
- V-2 扭轉螺旋彈簧
- V-3 扭轉桿
- V-4 薄板彈簧
- V-5 實例

:



1. 彈簧之撓度 δ (mm)

2. 軸方向荷重 F (kgf)

3. 螺旋之平均直徑 D (mm)

依使用條件或用途而設定之。

4. 彈簧常數 (kgf/mm)

$$k = F / \delta$$

一般作用於彈簧之負荷 F 和因負荷而產生之變位 δ 間有比例關係存在。此比例常數即產生單位撓度所需之荷重稱為彈簧常數 k 。

5. 彈簧指數之範圍 C'

$$C = D / d$$

d : 彈簧之線徑

一般取 $C = 4 \sim 10$ 。

6. 線徑之假定 d' (mm)

$$d' = D / C'$$

在 $C' = 4 \sim 10$ 之範圍內，將線徑設定為最大值或最小值。

即 $d_{max} \geq d' \geq d_{min}$

又將構成要素11求得之彈簧指數 C 回饋至構成要素5計算構成要素6.7.8後，

再決定構成要素9中之線徑 d ，11之彈簧指數 C 。

7. 應力修正係數 K

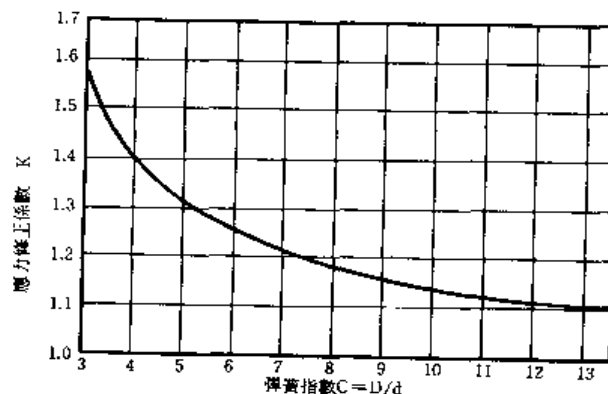
$C' = 3 \sim 10$ 之應力修正係數 K 示於表V-1。

表V-1 應力修正係數 K

C'	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5
K	1.59	1.48	1.40	1.35	1.31	1.28	1.25	1.23
C'	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	
K	1.21	1.20	1.18	1.17	1.16	1.15	1.14	

彈簧指數 C 值之應力修正係數可依次式或圖V-1求得。

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

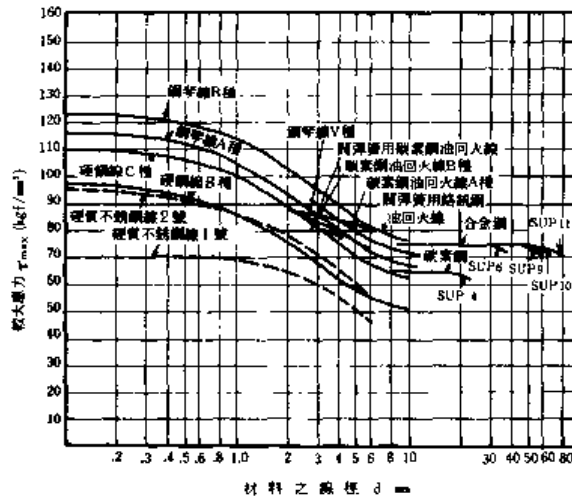


圖V-1 應力修正係數 K

8. 最大應力 τ_{max} (kgf/mm²), 靜的容許應力 τ_{oa} (kgf/mm²), 動的容許應力 τ_a (kgf/mm²)

壓縮彈簧之最大容許應力可依圖V-2求得。

又拉張彈簧之最大容許應力則依圖V-2所示最大應力 τ_{max} 之80%求得。



圖V-2 最大應力 τ_{max}

此處所謂之最大應力乃依據構成要素6. 線徑之假定中所規定之線徑再由圖中求得。

● 靜的容許應力 τ_{oa} (kgf/mm²)

屬壓縮彈簧時, 最大應力之80%以下。

屬拉張彈簧時, 最大應力之64%以下。

● 動的容許應力 τ_a (kgf/mm²)

$$\tau_a = \tau_{oa} / K$$

K: 應力修正係數

上式用於反覆荷重之場合。若另有衝擊, 振動加入時則其值應更低。

9. 線徑 d (mm)

$$d = \sqrt[3]{\frac{8D \cdot F}{\pi \cdot \tau_a}}$$

D: 螺旋之平均直徑 (mm)

F: 軸方向荷重 (kgf)

依據構成要素6. 所假定之線徑 d' 求得 τ_{max} , τ_{oa} , C, K, τ_a . 再依上式計算求得線徑d, 唯必須滿足 $d' \geq d$ 之條件。又 $d' - d$ 值愈小則愈經濟。

10. 彈簧材料

一般螺旋彈簧所用之材料如表V-2所列。

表V-2 彈簧材料

種類	記號	規格	橫彈性係數G	比重 γ (kg/mm^3)
彈簧鋼	SUP	JIS G4801	$8 \times 10^3 \text{kgf}/\text{mm}^2$	7840×10^{-9}
硬鋼線	SW	JIS G3521	8×10^3	"
鋼琴線	SWP	JIS G3522	8×10^3	"
油回火線	SWO	JIS G3560	8×10^3	"
不銹鋼線	SUS	JIS G4314	7.5×10^3	"
黃銅線	BsW	JIS H3521	4×10^3	"
洋白線	NSW	JIS H3721	4×10^3	"
磷青銅線	PBW	JIS H3751	4.5×10^3	"
鈹銅線	BeCuW	JIS H3803	5×10^3	"

11. 彈簧指數 C

$$C = D/d \text{ (規格值)}$$

D：螺旋之平均直徑(mm)

d：線徑(mm)

依線徑d之規格值和螺旋之平均直徑D最終來決定彈簧指數C。

12. 有效圈數的限制 N_a

$$N_a = C \cdot D \cdot \delta / 8C^3 F$$

δ ：彈簧之撓度(mm)

F：軸方向荷重(mm)

G：彈簧材料之彈性係數(kgf/mm^2)

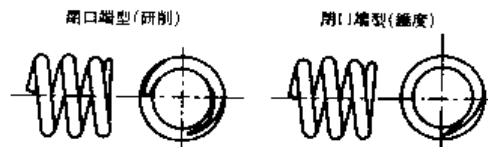
13. 自由圈數 N_f ，總圈數 N_t

$$N_a = N_f$$

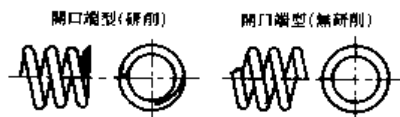
壓縮彈簧： $N_a + x_1 + x_2$ (x_1, x_2 是螺旋兩端之座圈數)

拉張彈簧： $N_t = N_a$

N_t ：總圈數



圖V-3 螺旋端部形狀(1)



圖V-4 螺旋端部形狀(2)

求總圈數 N_t 時壓縮彈簧の場合、其螺旋端部形狀如圖V-3中所示則 $x_1 = x_2 = 1$

若端部形狀如圖V-4中所示、則 $x_1 = x_2 = 0.75$

14. 壓縮彈簧之密着高度 H_s (mm)

$$H_s = (N_t - 1)d + x$$

N_t : 總圈數

d : 線徑 (mm)

x : 螺旋兩端部之厚度 $\geq \frac{1}{4}d$

拉張彈簧者此項省略。

15. 端末係數 α

兩端自由或兩端固定時 $\alpha = i/2$ $i = 1, 2, 3, \dots$

一端固定他端自由時 $\alpha = (2i-1)/4$ $i = 1, 2, 3, \dots$

16. 固有振動數 f_s (cps)

$$f_s = \alpha \frac{70 d}{\pi \cdot N_a \cdot D^2} \sqrt{\frac{G}{\gamma}}$$

N_a : 有效圈數之限制

D : 螺旋之平均直徑 (mm)

G : 彈簧材料之橫彈性係數 (kgf/mm²)

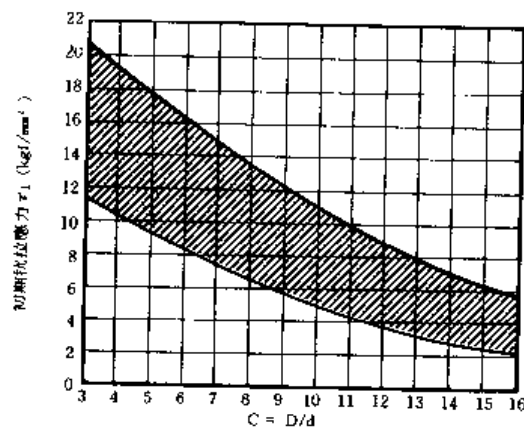
γ : 彈簧材料之比重量 (kgf/mm³)

加於彈簧之外力去除後，彈簧會進行固有振動，若機械與彈簧之振動數相同時則會引起共鳴，以致產生更大之振動，吾人必須設計使兩者之振動數不一致。

17. 螺距 p (mm)

$$\text{當 } p = (0.8 \sim 4)D/N_a$$

必須是 $N_a p$ (自由高度) $- H_s > \sigma$ (撓度)。

18. 初期抗拉應力 τ_1 (kgf/mm²)

圖V-5 初期抗拉應力 τ_1 (kgf/mm²)

初期抗拉應力示於圖V-5 此為鋼之情況，又其值應取在斜線範圍內。

19. 初拉力 F_0 (kgf)

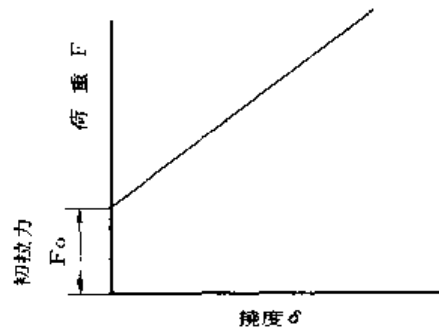
$$F_0 = (7.85 \times 10^{-8} D^3) \tau,$$

τ : 初期抗拉應力(kgf/mm²)

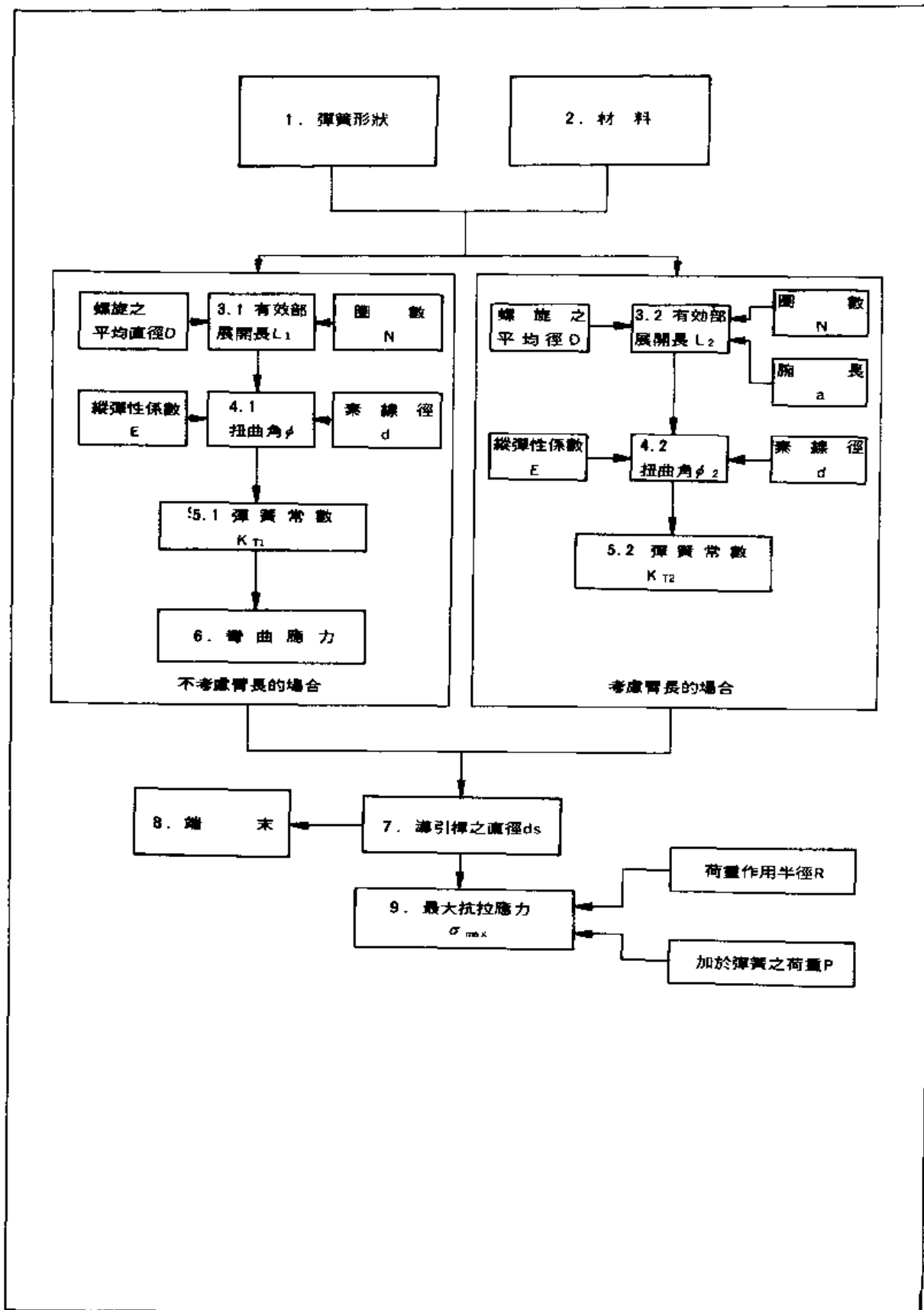
d : 線徑(mm)

D : 螺旋之平均直徑(mm)

冷間成形且密著捲繞之拉張螺旋彈簧，由於每一圈均互相接觸，故可阻止彈性變形，此由於素線中殘留有扭曲應力，使得雖無負荷，亦能產生一種力量，使每圈均互相密著。換言之，負荷值達到 F_0 時仍不會變形，是因爲所加外力正好與彈簧成形時之殘留壓縮力相平衡之故。此界限力謂之初拉力，如圖V-6所示。



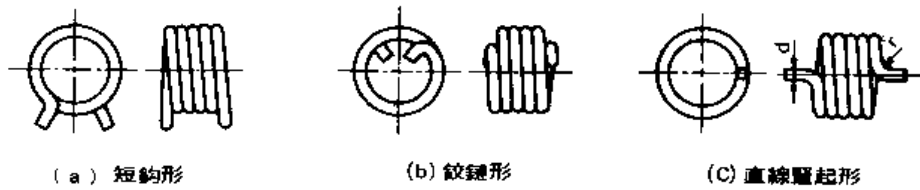
圖V-6 初拉力



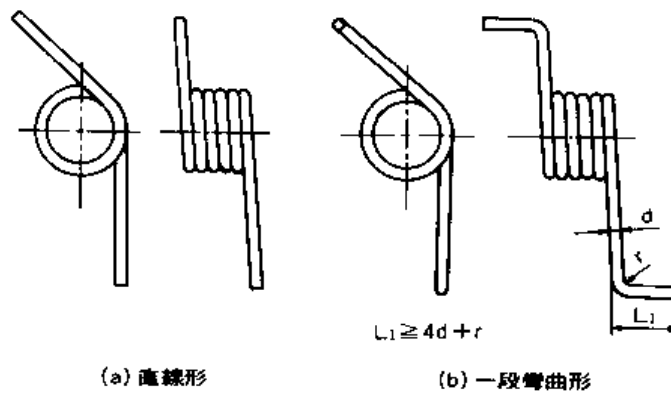
1. 彈簧之形狀

依使用條件決定形狀

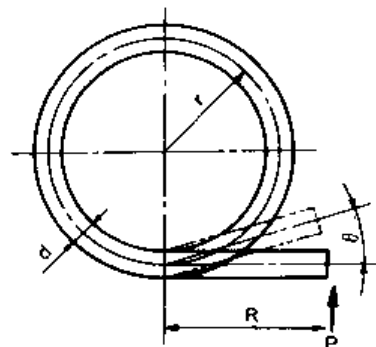
扭轉彈簧分有如圖V-7 所示計算時，不須考慮臂長和如圖V-8所示必須考慮臂長等兩種場合，又圖V-9 所示乃扭轉螺旋彈簧之受力情形。



圖V-7 短腕臂的情況



圖V-8 長腕臂的情況



圖V-9 扭轉螺旋彈簧之受力情形

2. 材料

依表V-2而定

3. 1 彈簧之有效部展開長 L_1 (mm) (參照圖V-10)

$$L_1 \doteq \pi \cdot D \cdot N$$

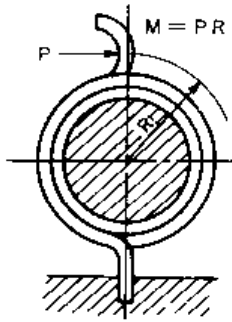
D = 螺旋之平均直徑 (mm) N : 圈數

3. 2 彈簧之有效部展開長 L_2 (mm) (參照圖V-11)

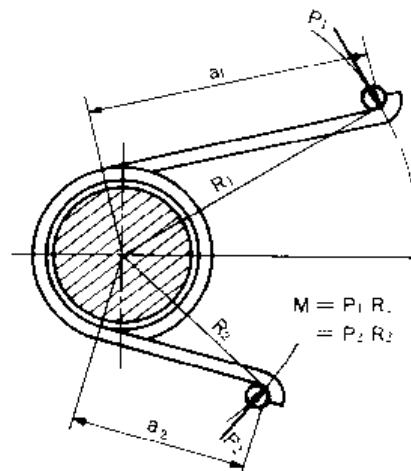
$$L_2 \doteq \pi \cdot D \cdot N + \frac{1}{3} (a_1 + a_2)$$

a_1, a_2 是臂長。在此以一端支持樑來考慮，至於臂長是否考慮則以下式為判定基準。

$$(a_1 + a_2) \geq 0.09 \times \pi \cdot D \cdot N$$



圖V-10 不考慮臂長的場合



圖V-11 考慮臂長的場合

4. 1 彈簧之扭曲角 ϕ_1 (rad)

$$\phi_1 = \frac{64M \cdot D \cdot N}{E \cdot d^4}$$

M : 作用於彈簧之扭曲力矩 (kgf·mm)

D : 螺旋平均徑 (mm) N : 圈數

E : 縱彈性係數 (kgf/mm² 參照表V-3)

d : 彈簧素線徑 (mm)

在此， ϕ_1 以角度數(°)來表示

$$\text{則 } \phi_{d1} = \frac{64M \cdot D \cdot N}{E \cdot d^4} \cdot \frac{180}{\pi} \doteq \frac{3667M \cdot D \cdot N}{E \cdot d^4}$$

表 V-3 縱彈性係數 E

材 料	E 值 (kgf/mm ²)	
硬 鋼 線	21 × 10 ³	
鋼 琴 線	21 × 10 ³	
油 回 火 線	21 × 10 ³	
不 銹 鋼 線	SUS631J1WPC	20 × 10 ³
	SUS 304 WP	19 × 10 ³
	SUS 304 WP	
	SUS 316 WP	
黃 銅 線	10 × 10 ³	
洋 白 線	11 × 10 ³	
磷 青 銅 線	10 × 10 ³	
鍍 銅 線	13 × 10 ³	

4.2 彈簧之扭曲角 ϕ_2 (rad)

$$\phi_2 = \frac{64M}{E \cdot \pi \cdot d^4} \left(\pi \cdot D \cdot N + \frac{1}{3} (a_1 + a_2) \right)$$

a_1, a_2 : 臂長 (mm)

在此 ϕ_2 以角度數 (°) 來表示

$$\text{則 } \phi_{d2} = \frac{3667M \cdot D \cdot N}{E \cdot d^4} + \frac{389M}{E \cdot d^4} (a_1 + a_2)$$

5.1 彈簧常數 K_{T1} (kgf·mm/rad)

$$K_{T1} = \frac{E \cdot d^4}{64D \cdot N}$$

在此, K_{T1} 以角度數來表示

$$\text{則 } K_{Td1} = \frac{E \cdot d^4}{64D \cdot N} \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{E \cdot d^4}{3667D \cdot N}$$

5.2 彈簧常數 K_{T2} (kgf·mm/rad)

$$K_{T2} = \frac{E \cdot \pi \cdot d^4}{64 \left(\pi \cdot D \cdot N + \frac{1}{3} (a_1 + a_2) \right)}$$

在此 K_{T2} 以角度數來表示

$$\text{則 } K_{Td2} = \frac{E \cdot d^4}{3667D \cdot N + 389 (a_1 + a_2)}$$

6. 彎曲應力 σ (kgf/mm²)

$$\sigma = \frac{E \cdot d \cdot \phi_1}{2 \cdot \pi \cdot D \cdot N}$$

7. 導引桿直徑 D_s (mm)

彈簧向捲進方向扭轉時，由於螺旋直徑會減小，故導引桿直徑 D_s 應取彈簧最大使用時內徑 ($D_1 - \Delta D$) 之 90% 才妥當。

$$\Delta D = \frac{\phi_{\max} D}{2 \cdot \pi \cdot N} = \frac{\phi_{\max}}{360 N} \cdot D$$

$$D_s = 0.9 (D_1 - \Delta D)$$

ϕ_{\max} , ϕ_{\max} : 最大扭角

8. 末端

末端彎形應儘可能單純化，彎曲半徑應儘可能取大，例如：直線拉起形的場合，依設計條件有可能產生高應力，所以彎曲半徑 (r) 應較線徑 d 大則可。

9. 最大抗拉應力 σ_{\max} (kgf/mm²)

圖 V-12 所示為彈簧使用於轉回方向的情形，這時螺旋內側產生之最大抗拉應力 σ_{\max} 依次式可以求得。

$$\sigma_{\max} = \frac{32 (R + D/2) P \cdot K_b}{\pi \cdot d^3}$$

R : 荷重作用半徑 (mm) P : 加於彈簧之荷重 (kgf)

K_b : 彎曲應力之修正係數 (參照 V-13 圖)

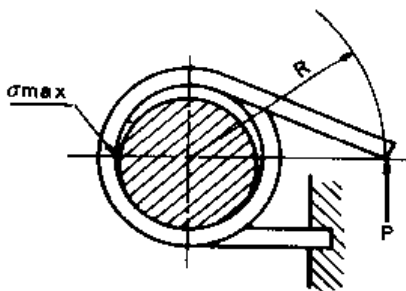


圖 V-12 轉回的情況

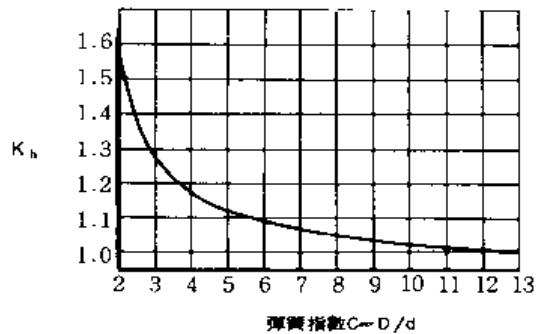
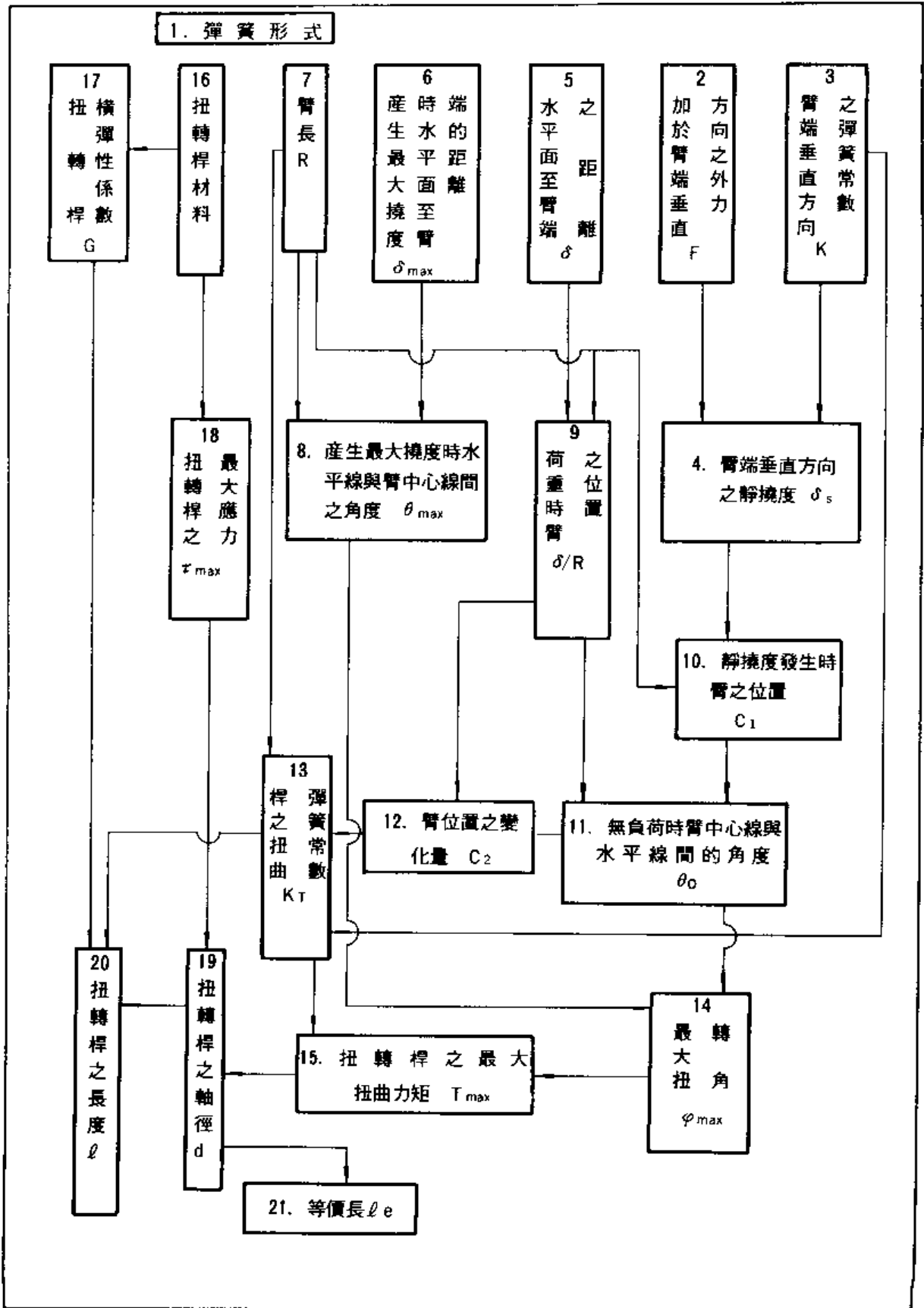
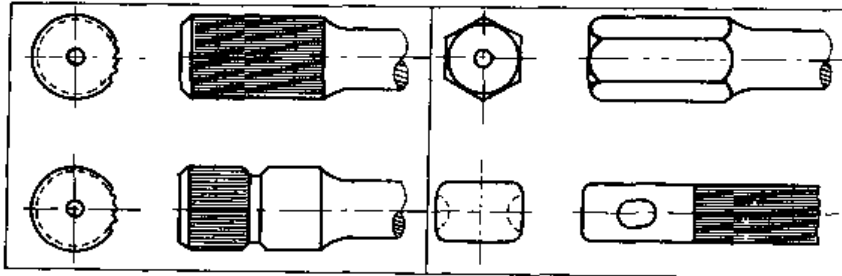


圖 V-13 彎曲應力修正係數

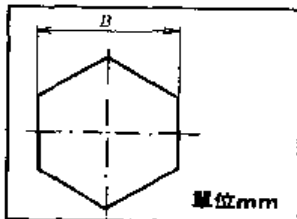


1. 彈簧形式 (端部形狀)

握持部位之形狀，如圖V-14所示。其形狀尺寸，表V-4和如表V-5所示。



圖V-14 扭轉彈簧之握持部位形狀



表V-4 握持部位是六角頭時之形狀尺寸

對面幅B之基本尺寸

單位mm

14	16	18	20	22	24	26	28	30	33	36	39	42	46	50
----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

表V-5 握持部位是鋸齒形場合之形狀尺寸

模數	壓力角	齒數	握持部位最大之直徑(mm)	模數	壓力角	齒數	握持部位最大之直徑(mm)
0.75	45°	19	15.00	0.75	45°	43	33.00
0.75	45°	22	17.25	0.75	45°	46	35.25
0.75	45°	25	19.50	0.75	45°	49	37.50
0.75	45°	28	21.75	1.00	45°	38	39.00
0.75	45°	31	24.00	1.00	45°	40	41.00
0.75	45°	34	26.25	1.00	45°	43	44.00
0.75	45°	37	28.50	1.00	45°	46	47.00
0.75	45°	40	30.75	1.00	45°	49	50.00

2. 加於臂端垂直方向之外力F (kgf)

3. 加於臂端垂直方向之彈簧常數K (kgf)

依使用條件或用途而設定之。

4. 臂端垂直方向之靜撓度 δ_s (mm)

$$\delta_s = \frac{F}{k}$$

5. 水平面至臂端的位置 δ (mm)

6. 臂端發生最大撓度時水平面至臂端之距離 δ_{max} (mm)

7. 臂長R (mm)

依使用條件和用途設定之。

8. 臂端發生最大撓度時臂中心線與水平線間的角度 θ_{max} (rad)

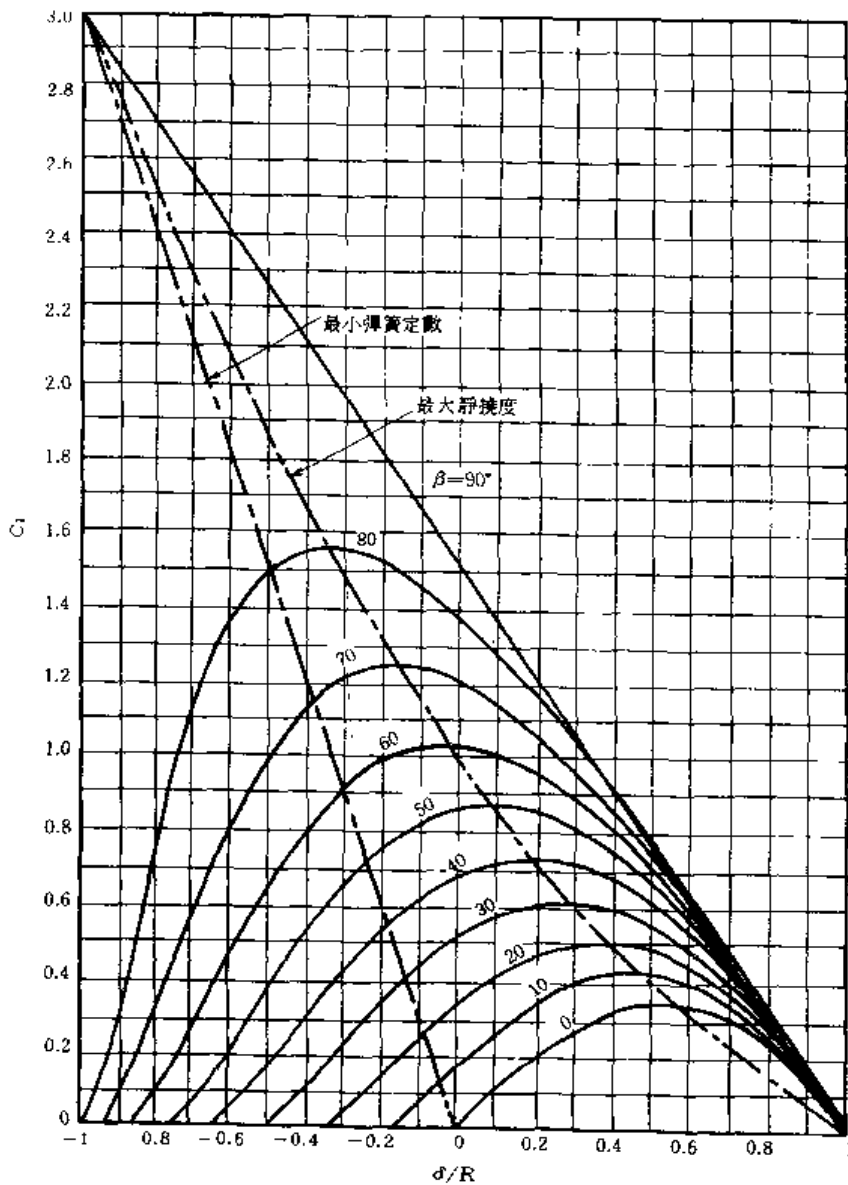
$$\theta_{max} = \sin^{-1} \frac{\delta_{max}}{R}$$

9. 有負荷時臂之位置 δ / R δ / R δ : 水平面至臂端之距離 (mm)

R : 臂長 (mm)

10. 靜撓度時臂之位置 C_1 $C_1 = \delta_s / R$ δ_s : 臂端垂直方向之靜撓度 (mm)11. 無負荷時臂中心線與水平線間之角度 θ_0 (rad)

依圖V-15所示方法來求取。



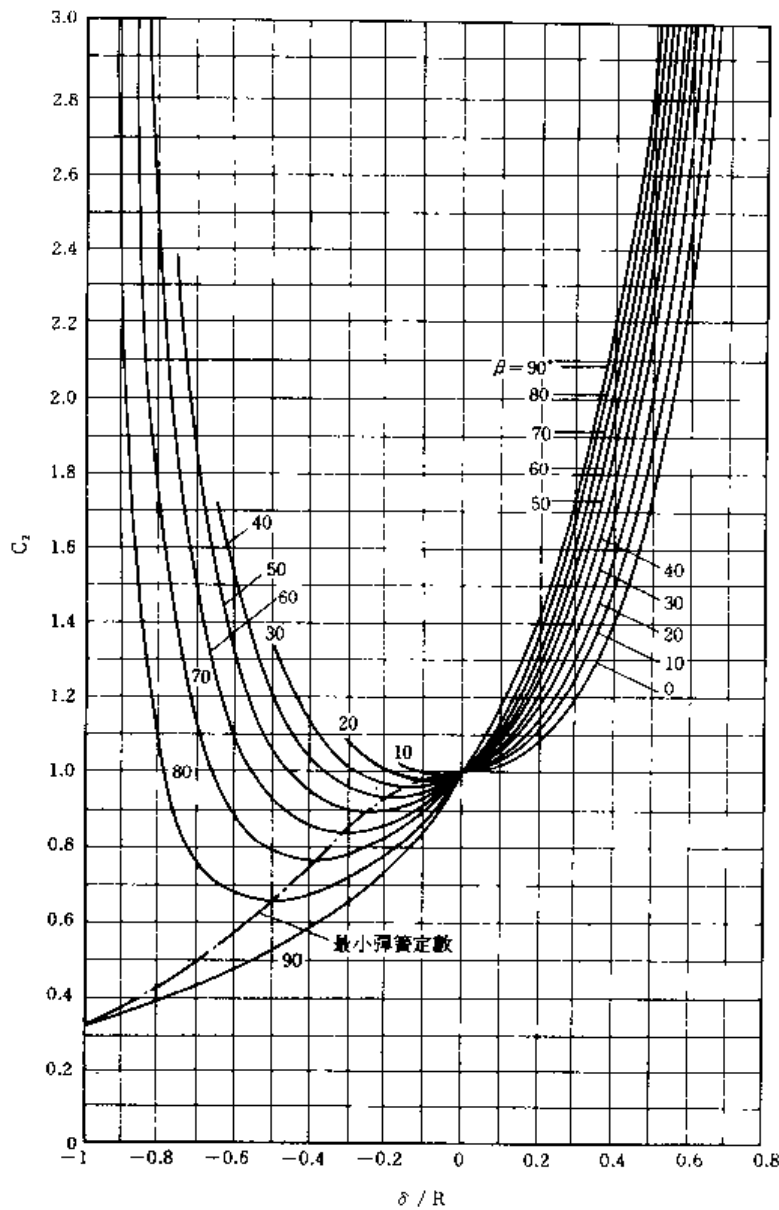
圖V-15 依臂端位置而產生的靜撓度變化

12. 臂位置之變化量 C_2

$$C_2 = |1 + (\theta_0 + \theta) \tan \theta| \cos^2 \theta$$

θ_0 : 無負荷時臂中心線與水平線間角度(rad)

依圖V-16 所示方法求取。



圖V-16 依臂位置而產生的彈簧常數之變化

13. 桿之扭曲彈簧常數 K_T (kgf-mm/rad)

$$K_T = k \cdot R^3 / C^2$$

k : 臂端垂直方向之彈簧常數

R : 臂長(mm)

14. 最大扭轉角 φ_{\max} (rad)

$$\varphi_{\max} = \theta_0 + \theta_{\max} \text{ (rad)}$$

θ_0 : 無負荷時臂中心線與水平線間角度(rad)

θ_{\max} : 產生最大撓度時臂中心線與水平線間之角度(rad)

15. 扭轉桿之最大扭矩 T_{\max} (mmkgf)

$$T_{\max} = k_{\tau} \varphi_{\max}$$

k_{τ} : 桿之扭曲彈簧常數(mmkgf/rad)

16. 扭轉桿材料

SUP6($d < 25\text{mm}$), SUP9($d < 45\text{mm}$) SUP11($d < 60\text{mm}$) 又, 有關之機械性質請參照JIS G4801彈簧鋼材資料。

17. 扭轉桿之橫彈性係數 G (kgf/mm²)18. 扭轉桿之最大應力 τ_{\max} (kgf/mm²)

由表V-6求取。

表V-6 橫彈性係數和最大應力 τ_{\max}

製造方法	最大應力 τ_{\max} kgf/cm ²	橫斷性係數 G kgf/mm ²
淬火, 回火, 珠擊	98-105	7350
淬火, 回火, 無珠擊	73.5-80.5	7700
表面硬化, 無珠擊	84	7700

19. 扭轉桿之軸徑 d (mm)

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \cdot \tau_{\max}}}$$

20. 扭轉桿之長度 l (mm)

$$l = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot G}{32k_{\tau}}$$

k_{τ} : 桿之扭曲彈簧常數(kgfmm/rad)

21. 等值長度 l_e (mm)

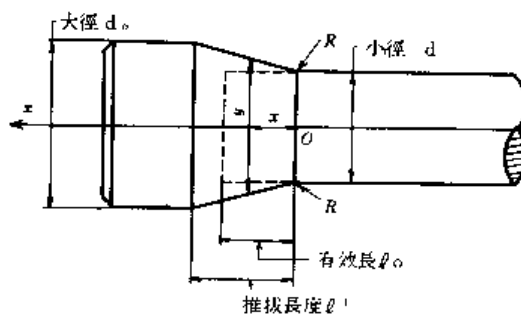
裝配部分為了避免應力集中, 應使成緩和傾斜之錐度形狀, 通常錐度頂角為36°以桿徑的1.5倍之半徑與推拔部相接(參照圖V-17錐度與有效長度)

$$l_e = \frac{l'}{3} \left\{ \left(\frac{d}{d_0} \right) + \left(\frac{d}{d_0} \right)^2 + \left(\frac{d}{d_0} \right)^3 \right\}$$

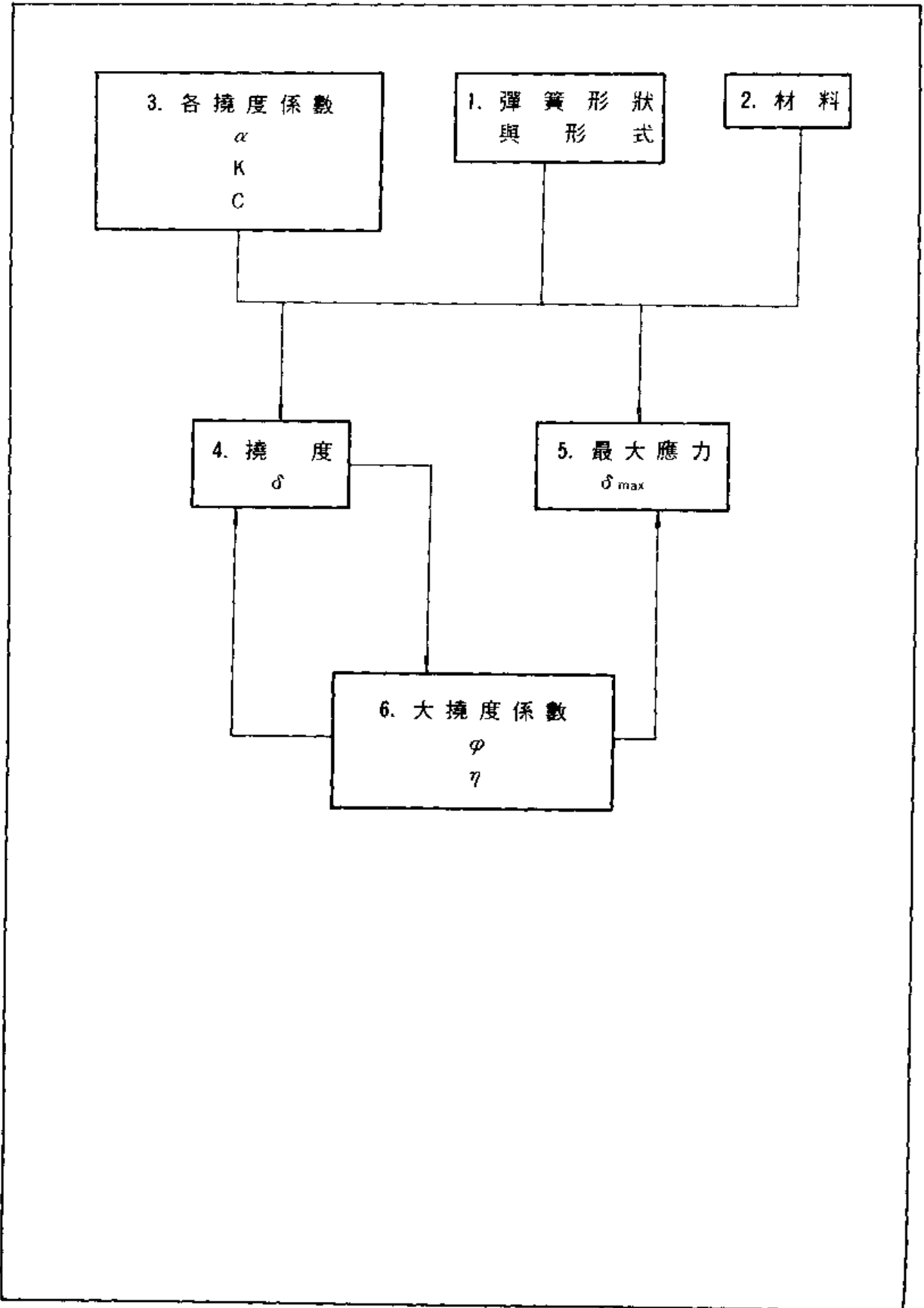
l' : 錐度部長 (mm)

d : 小 徑 (mm)

d_0 : 大 徑 (mm)



圖V-17 推拔與有效長度



1. 彈簧形式與形狀

- I) 一端支持之薄板彈簧
 - 直線狀彈簧
 - 圓弧狀彈簧
 - 直線與圓弧都有之彈簧
- II) 兩端支持之薄板彈簧..... 兩端固定之薄板彈簧

2. 彈簧材料

使用SK5 (JIS G 3311磨光特殊帶鋼)。

3. 各種撓度係數 α, K, C

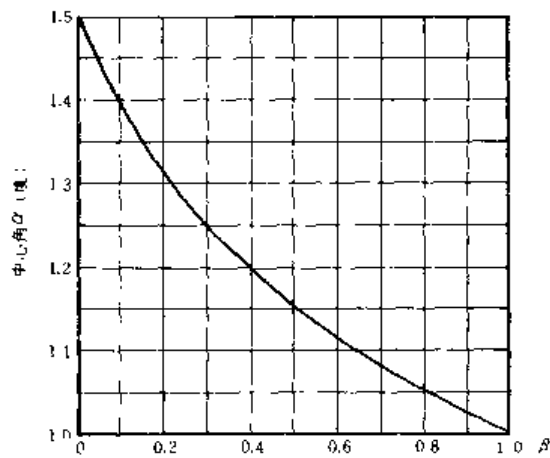


圖 V-18 直線狀彈簧之撓度係數

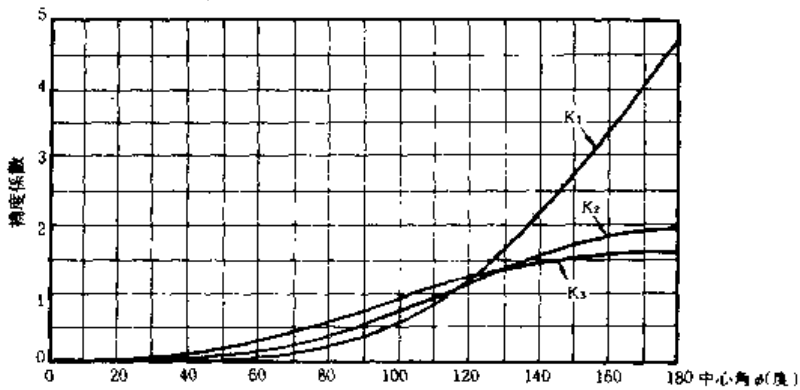


圖 V-19 圓弧狀彈簧之撓度係數(1)

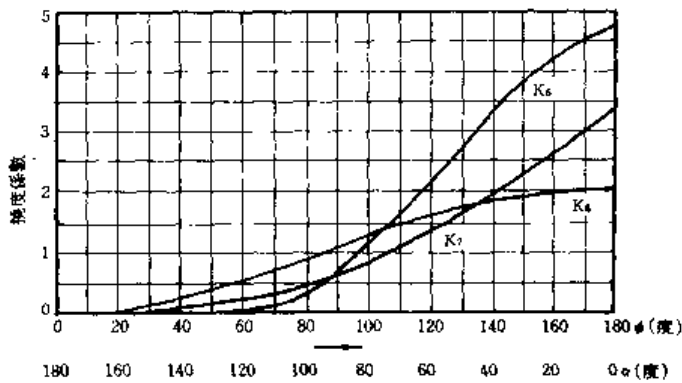


圖 V-20 圓弧狀彈簧之撓度係數(2)

3. 續

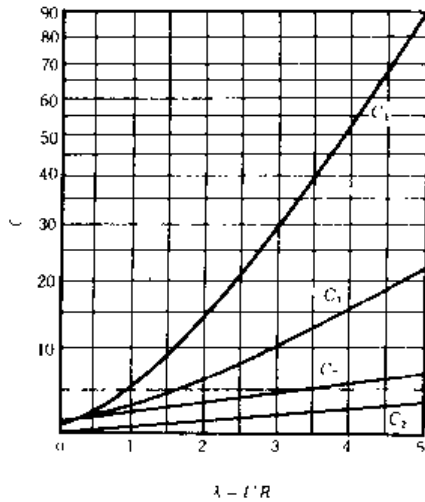


圖 V-21 同時有直線與圓弧的彈簧之撓度係數(1)

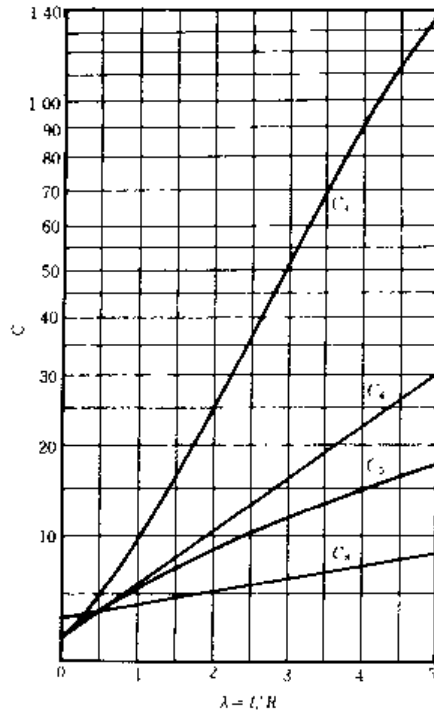


圖 V-22 同時有直線與圓弧的彈簧之撓度係數(2)

4. 撓度 δ (mm)

a. 直線狀彈簧

$$\delta = \alpha \frac{4W \cdot l^3}{E \cdot b \cdot t^3} \left(1 - \frac{1}{m^2}\right)$$

E : 材料之縱彈性係數(kgf/mm²)

b, b₁ : 板寬(mm)

t : 板厚(mm)

W : 荷重(kgf)

l : 板長(mm)

m : 蒲松比(mm)

α : 撓度係數

α 由圖V-18或次式可以求得

$$\alpha = 3 \{1/2 - 2\beta + \beta^2 (3/2 - \log_e \beta)\} / (1 - \beta) \quad \beta = b_1 / b$$

$\alpha = 1$ 時

b = b₁ 長方形的彈簧

$\alpha = 3/2$ 時

b = 0 三角板的彈簧

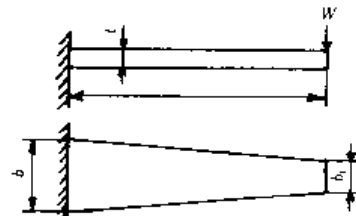


圖 V-23 直線狀彈簧

b. 圓弧狀彈簧(圖V-24)

W作用時

$$\delta_y = (3WR^2/Ebt^3)(6\phi + \sin 2\phi + 8\sin \phi) = K_1(12WR^2/Ebt^3)$$

$$\delta_x = K_2(12WR^2/Ebt^3)$$

P作用時

$$\delta_y = K_2(12PR^2/Ebt^3 \lambda Ebt^3), \quad \delta_x = K_3(12PR^2/Ebt^3)$$

w作用時

$$\delta_y = K_7(12MR^2/Ebt^3), \quad \delta_x = K_8(12MR^2/Ebt^3)$$

K₁, K₂, K₃, K₇, K₈ : 撓度係數

K₁, K₂, K₃由圖V-19, K₇, K₈由圖V-20可以求得

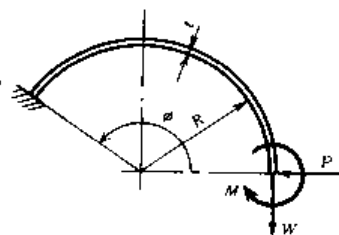


圖 V-24 圓弧狀彈簧

4. 續

c. 圓弧狀彈簧(圖V-25)

P, W作用時

$$\delta_y = -\frac{12WR^3}{Ebt^3} \left\{ (\pi - \theta) \left(\frac{1}{2} + \cos^2 \theta \right) + \frac{3}{4} \sin 2\theta \right\}$$

$$= K_s \frac{12WR^3}{Ebt^3}$$

$$\delta_x = -\frac{12PR^3}{Ebt^3} \left\{ (\pi - \theta) (\sin^2 \theta + \frac{1}{2}) - \frac{3}{4} \sin 2\theta - 2s \sin \theta \right\}$$

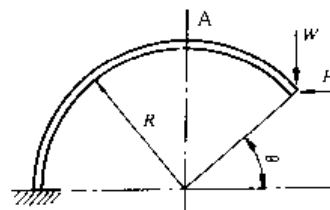
E : 材料的縱彈性係數(kgf/mm²)

b : 板寬(mm)

t : 板厚(mm)

P, W : 荷重(kg)

K_s : 撓度係數, 由圖V-20可以求得。



圖V-25 圓弧狀彈簧

d. 直線與圓弧都有的彈簧(圖V-26)

W作用時

$$\delta_y = -\frac{12WR^3}{Ebt^3} \left\{ \frac{1}{3} \lambda^3 + \lambda^2 \phi + 2 \lambda \right.$$

$$\left. - 2 \lambda \cos \phi + \frac{1}{2} \phi - \frac{1}{4} \sin 2\phi \right\}$$

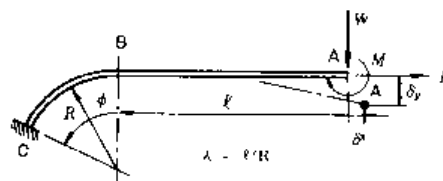
$$\delta_x = -\frac{12WR^3}{Ebt^3} \left(\lambda \phi - \lambda \sin \phi + \frac{1}{4} \cos \phi + \frac{3}{4} \right)$$

$\phi = \pi/2$ 時

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_y &= C_1 (12WR^3/Ebt^3) \\ \delta_x &= C_2 (12WR^3/Ebt^3) \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_y &= C_4 (12WR^3/Ebt^3) \\ \delta_x &= C_5 (12WR^3/Ebt^3) \end{aligned} \right.$$

$\phi = \pi$ 時



圖V-26 同時有直線與圓弧的彈簧

P作用時

$$\delta_x = -\frac{12PR^3}{Ebt^3} \left(\frac{3}{2} \phi - 2 \sin \phi + \frac{1}{4} \sin 2\phi \right)$$

$$\delta_y = -\frac{12PR^3}{Ebt^3} \left(\lambda \phi - \cos \phi - \lambda \sin \phi - \frac{1}{4} \cos 2\phi + \frac{3}{4} \right)$$

$\phi = \pi/2$ 時

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_y &= C_2 (12PR^3/Ebt^3) \\ \delta_x &= C_3 (12PR^3/Ebt^3) \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_y &= C_5 (12PR^3/Ebt^3) \\ \delta_x &= 4.71 (12PR^3/Ebt^3) \end{aligned} \right.$$

$\phi = \pi$ 時

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_y &= C_5 (12PR^3/Ebt^3) \\ \delta_x &= 4.71 (12PR^3/Ebt^3) \end{aligned} \right.$$

M作用時

$$\delta_y = -\frac{12MR^2}{Ebt^3} \left(\frac{1}{2} \lambda^2 + \lambda \phi - \cos \phi + 1 \right)$$

$$\delta_x = -\frac{12MR^2}{Ebt^3} (\phi - \sin \phi)$$

$\phi = \pi/2$ 時

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_y &= C_3 (12MR^2/Ebt^3) \\ \delta_x &= 0.57 (12MR^2/Ebt^3) \end{aligned} \right.$$

$\phi = \pi$ 時

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_y &= C_5 (12MR^2/Ebt^3) \\ \delta_x &= 3.14 (12MR^2/Ebt^3) \end{aligned} \right.$$

C₁, C₂, C₃, C₄, C₅, C₆ : 撓度係數, 可由圖V-21, 22求得

e. 兩端固定薄板彈簧

$$\delta_x = -\frac{Pl^3}{Ebt^2} \left(1 - \frac{1}{m^2} \right)$$

m : 薄松比



圖V-27 兩端固定之薄板彈簧

5. 最大應力 σ_{max} (kgf/mm²)

表V-7所示是薄板彈簧之容許應力

表V-7 薄板彈簧之容許應力

板厚 (mm)	最大容許應力 (kgf/mm ²)		
	靜的	變動的	動的
0.12	100	135	105
0.25	148	125	100
0.5	135	113	92
0.75	123	105	87
1.0	115	100	83
1.5	100	87	70
2.3	100	83	68

與下列計算值比較檢討後決定之。

a. 直線狀彈簧

$$\sigma_{max} = \alpha \frac{6 W \ell}{b t^2} \quad (\text{固定端})$$

→ α : 撓度係數

W : 荷重 (kgf)

t : 板厚 (mm)

ℓ : 板長 (mm)

b : 板寬 (mm)

b. 圓弧狀彈簧(圖V-24)

W作用時

$$\sigma_{max} = \frac{6WR(1 - \cos \phi)}{b t^2} \quad (\text{固定端})$$

P作用時

$$\sigma_{max} = \frac{6PR}{b t^2} \quad (\text{固定端})$$

M作用時

$$\sigma_{max} = \frac{M}{b t^2}$$

c. 圓弧狀彈簧(圖V-25)

$$\sigma_{max} = \frac{6WR(1 + \cos \theta)}{b t^2} \quad (\text{固定端})$$

$$\sigma_{max} = \frac{6PR(1 - \sin \theta)}{b t^2} \quad \left(\begin{array}{l} \theta < 30^\circ \text{ 時如圖V-25之A點} \\ \theta > 30^\circ \text{ 時如固定端} \end{array} \right)$$

d. 同時有直線與圓弧的彈簧

W作用時

$$\sigma_{max} = \frac{6WR(\lambda + \sin \theta)}{b t^2}, \quad \lambda = \ell/R \quad (\text{固定端})$$

P作用時

$$\sigma_{max} = \frac{6PR(1 - \cos \phi)}{b t^2} \quad (\text{固定端})$$

M作用時

$$\sigma_{max} = \frac{6M}{b t^2}$$

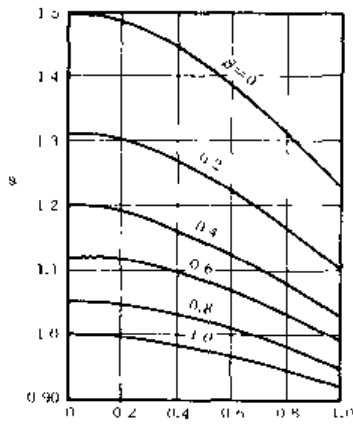
e. 兩端固定薄板彈簧

$$\sigma_{max} = \frac{3Pl}{bt} \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) \quad (\text{固定端})$$

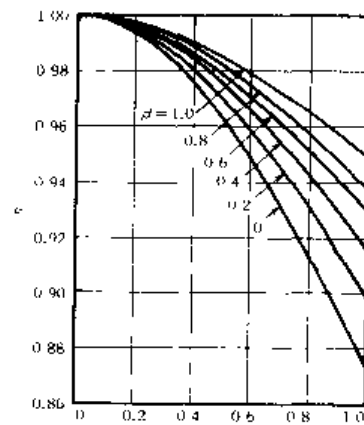
m : 蒲松比

6. 大撓度係數 $\varphi \cdot \eta$

當直線狀彈簧之撓度 $\delta > 0.21$ 時，可由圖V-28、圖V-29求得大撓度係數，再以前述的撓度、應力計算值之乘積補正之。



圖V-28 大撓度係數(1)



圖V-29 大撓度係數(2)

1. 彈簧形狀

頂壓離合器蓋之扭轉螺旋彈簧之形狀如下圖所示。

2. 材料

由表V-2，使用SUP6。又由表V-3決定縱彈性係數E

為 21×10^3 (kgf/mm²)，索線徑 $d=8$ (mm)時其最大應力

可由圖V-2求得為 75kgf/mm^2 。



扭轉彈簧之形狀

3. 彈簧之有效部展開長 L

在此，若臂長不需考慮時可由計算式求得，設螺旋平均

直徑 $D=80$ (mm) 圈數 $N=3$ 。

$$\text{則} L = \pi \cdot D \cdot N = \pi \times 80 \times 3 = 754 \text{ (mm)}$$

4. 彈簧之扭轉角 ϕ_1

為了產生所需制動力，作用於彈簧上之扭矩，若將作用於離合器蓋平均徑上之切線荷重列入

考慮時，則可設為 $M=550$ (kgf·mm)。

$$\phi_1 = \frac{64M \cdot D \cdot N}{E \cdot d^4} = \frac{64 \times 550 \times 80 \times 3}{21 \times 10^4 \times 8^4} = 0.098 \text{ (rad)}$$

以角度數表示時則 $\phi_1 = 5.61^\circ$ 。

5. 彈簧常數 K_{T1}

$$K_{T1} = \frac{E \cdot d^4}{64 \cdot D \cdot N} = \frac{21 \times 10^4 \times 8^4}{64 \times 80 \times 3} = 5600 \text{ (kgf·mm/rad)}$$

以角度數表示時則 $K_{T1} = 97.74^\circ$ 。

6. 彎曲應力 σ

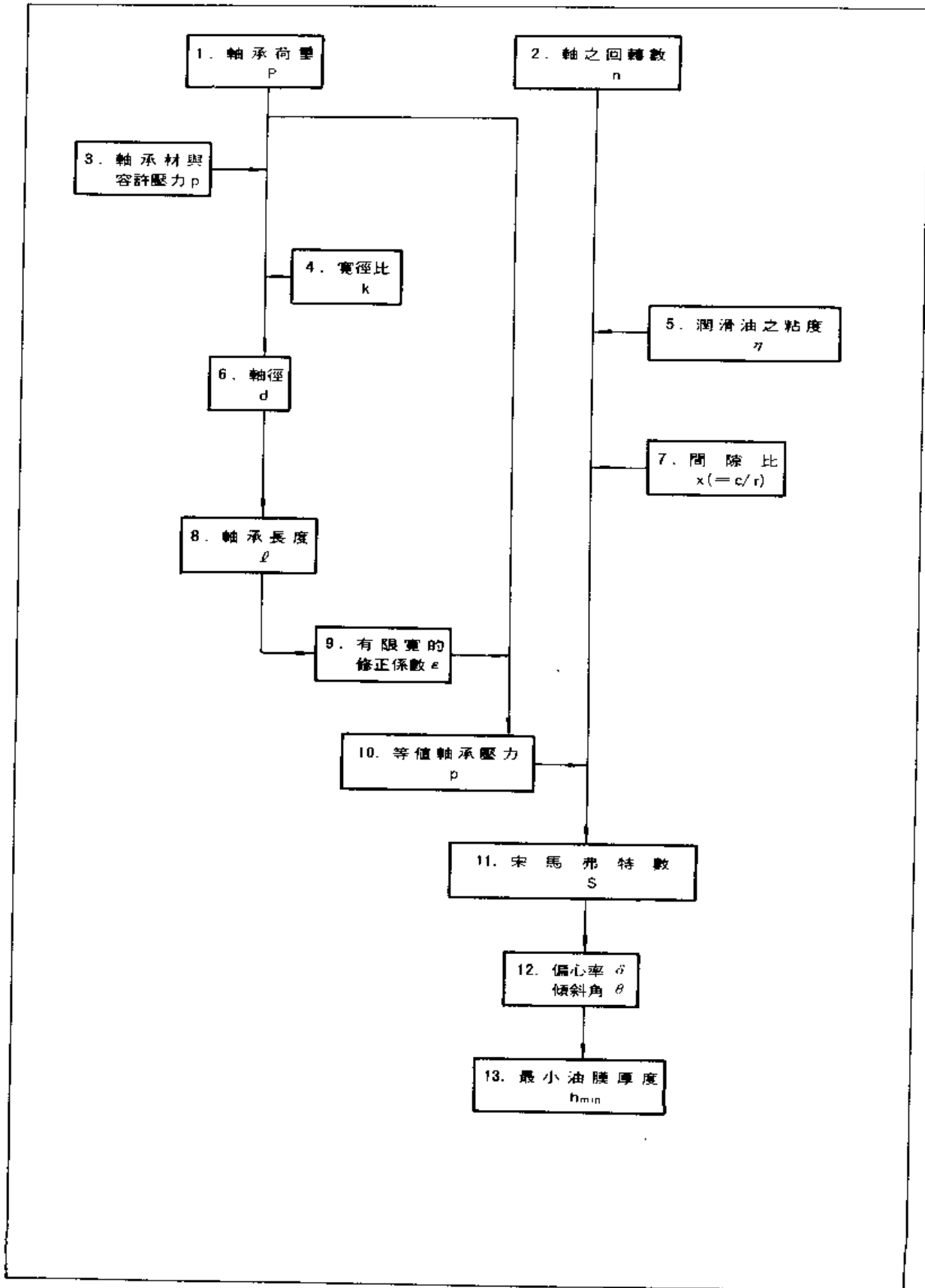
$$\sigma = \frac{E \cdot d \cdot \phi_1}{2 \cdot \pi \cdot D \cdot N} = \frac{21 \times 10^4 \times 8 \times 0.098}{2 \times \pi \times 80 \times 3} = 10.9 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

VI 軸 承

VI-1 滑動軸承

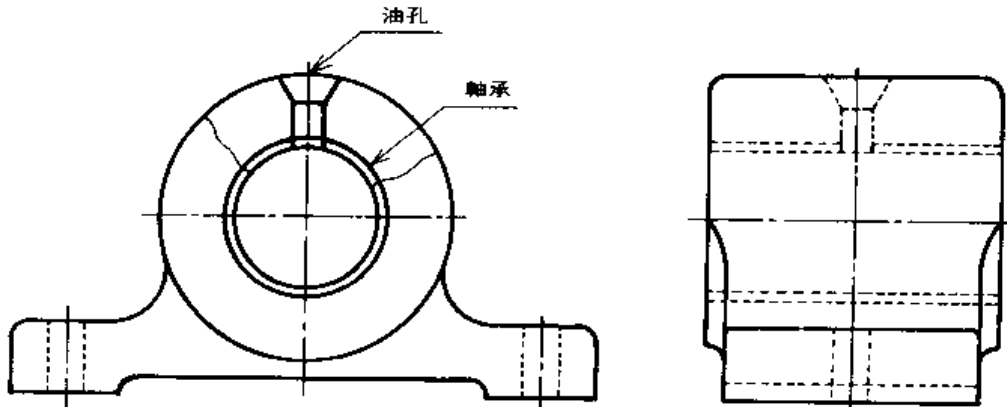
VI-2 滾動軸承

VI-3 實例



表VI-1 滑動軸承之設計資料

機 械 名	軸 承	最大容許 壓力 P_{max} (kgf/cm^2)	適正黏度 η (cp)	標 準 間 隙 比 $x/c/r$	標 準 幅 徑 比 $k-l/d$
傳 動 軸	輕 荷 重	2	25~60	0.001	2.0~3.0
	自 動 調 心	10		0.001	2.5~4.0
	重 荷 重	10		0.001	2.0~3.0
精 紡 機	主 軸 承	0.1	2	0.005	—
工 作 機 械	主 軸 承	5~20	40	<0.001	1.0~4.0
打 孔 機、剪 床	上 軸 承	280	100	0.001	1.0~2.0
	曲 軸 梢	550	100	0.001	1.0~2.0
壓 延 機	主 軸 承	200	50	0.0015	1.1~1.5
減 速 齒 輪	軸 承	5~20	30~50	0.001	2.0~4.0
汽 車、航 空 用 機 械	主 軸 承	60~120	7~8	0.001	0.8~1.8
	曲 軸 梢	100~350		0.001	0.7~1.4
	活 塞 梢	150~400		<0.001	1.5~2.2
氣 體、重 油 機 關 (4 衝 程)	主 軸 承	60~120	20~65	0.001	0.6~2.0
	曲 軸 梢	120~150		<0.001	0.6~1.5
	活 塞 梢	150~200		<0.001	1.5~2.0
氣 體、重 油 機 關 (2 衝 程)	主 軸 承	40~50	20~65	0.001	0.6~2.0
	曲 軸 梢	70~100		<0.001	0.6~1.5
	活 塞 梢	80~130		<0.001	1.5~2.0
往 復 泵 浦 壓 縮 機	主 軸 承	20	30~80	0.001	1.0~2.2
	曲 軸 梢	40		<0.001	0.9~2.0
	活 塞 梢	130		<0.001	1.5~2.0
車 輛	軸	35	100	0.001	1.8~2.0
蒸 氣 渦 輪	主 軸 承	10~20	2~16	0.001	1.0~2.0
發 電 機、電 動 機	回 轉 子 軸 承	10~15	25	0.0013	1.0~2.0



圖VI-1 滑動軸承

1. 軸承荷重 P (kgf)

設為徑向荷重。

2. 軸之回轉數 n (r. p. m)

軸之輸入回轉數。

3. 軸承材料與容許壓力 p (kgf/cm²)

參照表VI-1 滑動軸承之設計資料和表VI-2 軸承材料之容許壓力後決定其值。

表VI-2 軸承材料之容許壓力

材 料	標 準 容許壓力 (kgf/cm ²)	最 大 容許壓力 (kgf/cm ²)	材 料	標 準 容許壓力 (kgf/cm ²)	最 大 容許壓力 (kgf/cm ²)
鋼與鑄鐵	30	60	鋼與Sn基白 合金	60	100
冷鑄鐵與鑄鐵	40	80	淬火鋼與鋁系軸 承合金	50	100
鋼與砲銅或 青銅	70	200	淬火鋼與油 膜軸承	150	300
鋼與(硝)青銅	150	600	淬火鋼與鍍Pb 油膜軸承	200	350
非淬火鋼與 非淬火鋼	30	100	淬火鋼與銅 · 銀	200	350
淬火鋼與 淬火鋼	70	200	淬火鋼與 鍍Pb· 銀	200	400
淬火工具鋼與 淬火工具鋼	120	300	鋼與含油軸承	30	80
鋼與Pb基白合 金	35	50			

4. 寬徑比 $K (=l/d)$

參照VI-1 後決定之。

l : 軸承長(mm)。

d : 軸徑(mm)

5. 潤滑油之黏度 η (cp)

參照表VI-1後決定之。

6. 軸徑 d (cm)

$$d = \sqrt{\frac{P}{k \cdot p}}$$

P : 軸承荷重 (kgf)

k : 偏徑比

p : 容許壓力 (kgf/cm²)

7. 間隙比 x ($=c/r$)

表VI-3所示為主要材料之間隙比。又務必參照表VI-1軸承之設計資料後決定之。

表VI-3 間隙比

材 料	$\frac{\eta \cdot n}{p}$ cp·r.p.m/kg/cm ²	$c/r \times 10^{-3}$ (標準的 情況)	$c/r \times 10^{-3}$ (高速的 情況)
S _n 基白合金	280	0.5~1.0	0.8~1.2
P _b 基白合金	140	0.5~1.0	0.8~1.2
油膜軸承	50	1.2~1.5	1.5~1.8
Ag-Pb-In	30	0.7~1.2	1.2~1.5

8. 軸承長度 l (mm)

$$l = k \cdot d$$

9. 有限幅之修正係數 ϵ

有限幅之修正係數 ϵ 依次式之 α 和圖

VI-2 求之。

$$\alpha = \frac{\text{軸承之半周}}{\text{軸承幅之半長}}$$

10. 等值軸受壓力 p' (kgf/m²)

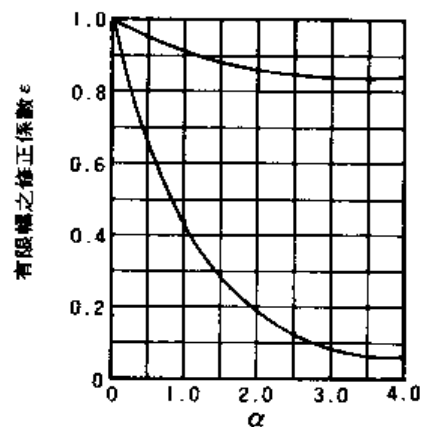
$$p' = \frac{P}{d \cdot l} \cdot \frac{1}{\epsilon}$$

唯此處之軸徑 d 、軸承長 l 之單位
為 [m]。

11. 宋馬弗特數 S (cp·r.p.m/kgf/cm²)

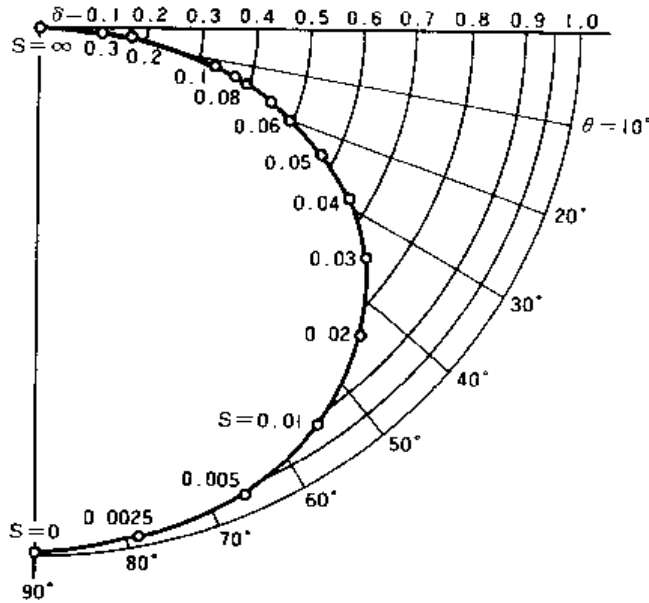
$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \cdot \frac{\eta \cdot n}{p}$$

n : 軸之回轉數 (r.p.m)

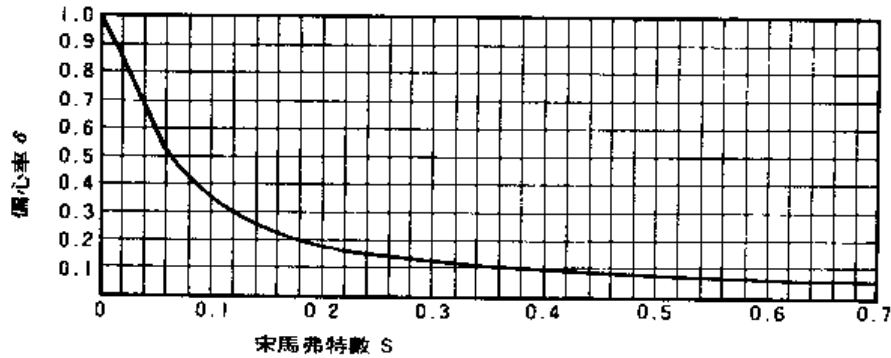
圖VI-2 有限幅之修正係數 ϵ

12. 偏心率 δ , 傾斜角 θ (度)

參照圖VI-3後決定之·偏心率 δ , 傾斜角 θ ·



(a) 軸承壓力小的場合



(b) 軸承壓力大的場合

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\eta \cdot n}{\rho} = \frac{(2 + \delta^2) \cdot (1 - \delta^2)}{6\pi \delta \sqrt{\pi^2 - (\pi^2 - 4)\delta^2}}$$

圖VI-3 偏心率 δ 與傾斜角 θ

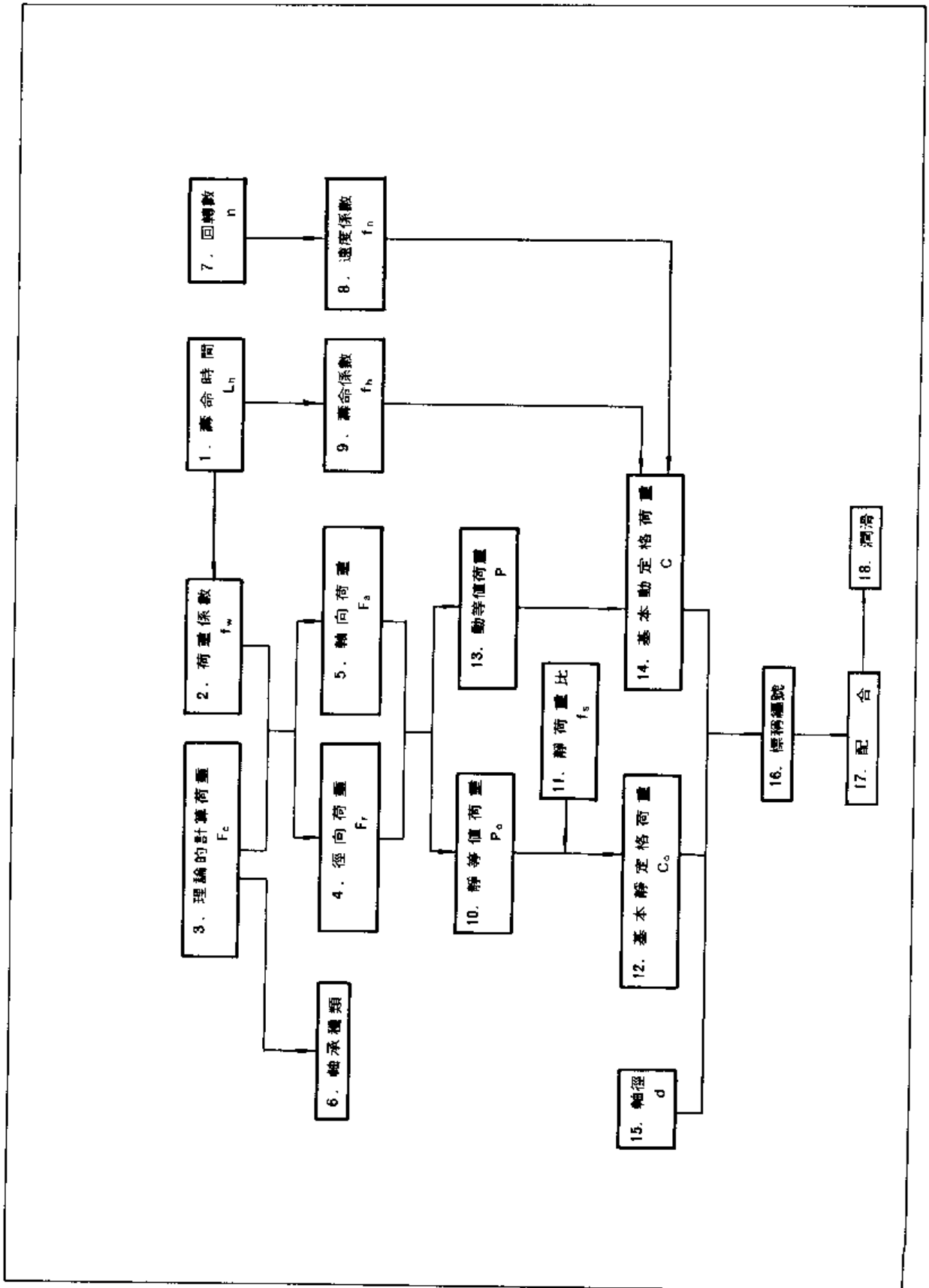
13. 最小油膜厚度 h_{min} (mm)

$$h_{min} = c(1 - \delta)$$

$$c = x \cdot r$$

x : 間隙比

r : 軸半徑 (mm)



1. 2. 壽命時間 L_h (h), 及荷重係數 f_w

表VI-4 所示乃各種使用機械之壽命時間 L_h ·荷重係數 f_w 的設定值之基準。

未被列入之機械亦可參考表中數值使用之。

表VI-4 壽命時間 L_h ·荷重係數 f

壽命時間 L_h (h) 荷重係數 f_w		2000~4000	5000~15000	20000~30000	40000~60000
		有時使用	斷續的使用 平常非全量使用	連續的全量使用	連續運轉的重要設備
1.0~1.1	無衝擊之 潤滑運轉	家庭用電氣器具 腳踏車	輸送帶 昇高機 昇降機 扶梯	一般之泵浦 傳動軸 工作機械 輪轉機 電動機	重要的主傳動軸 重要的電動機
1.1~1.3	普通之運轉	農業機械 手持砂輪機	自動車 鋸帶機	小型引擎 齒車減速機 鐵道車輛	排水泵浦 送風機 吊車 球磨機 電車主電動機
1.2~1.5	伴隨 振動衝擊 之運轉		建設機械 壓延機	振動機	

3. 理論的計算荷重 F_c (kgf)

一般計算軸承荷重時，先由V章決定軸徑 d_o 之後再求軸承位置，負荷作用點及其大小，最後才計算軸承之負荷，事實上因機械之振動，衝擊之關係，其實際之荷重較理論值大，依下式可求得實際之荷重。

$$F = f_w \cdot F_c$$

F : 實際之荷重(kgf)

f_w : 荷重係數

F_c : 理論的計算荷重(kgf)

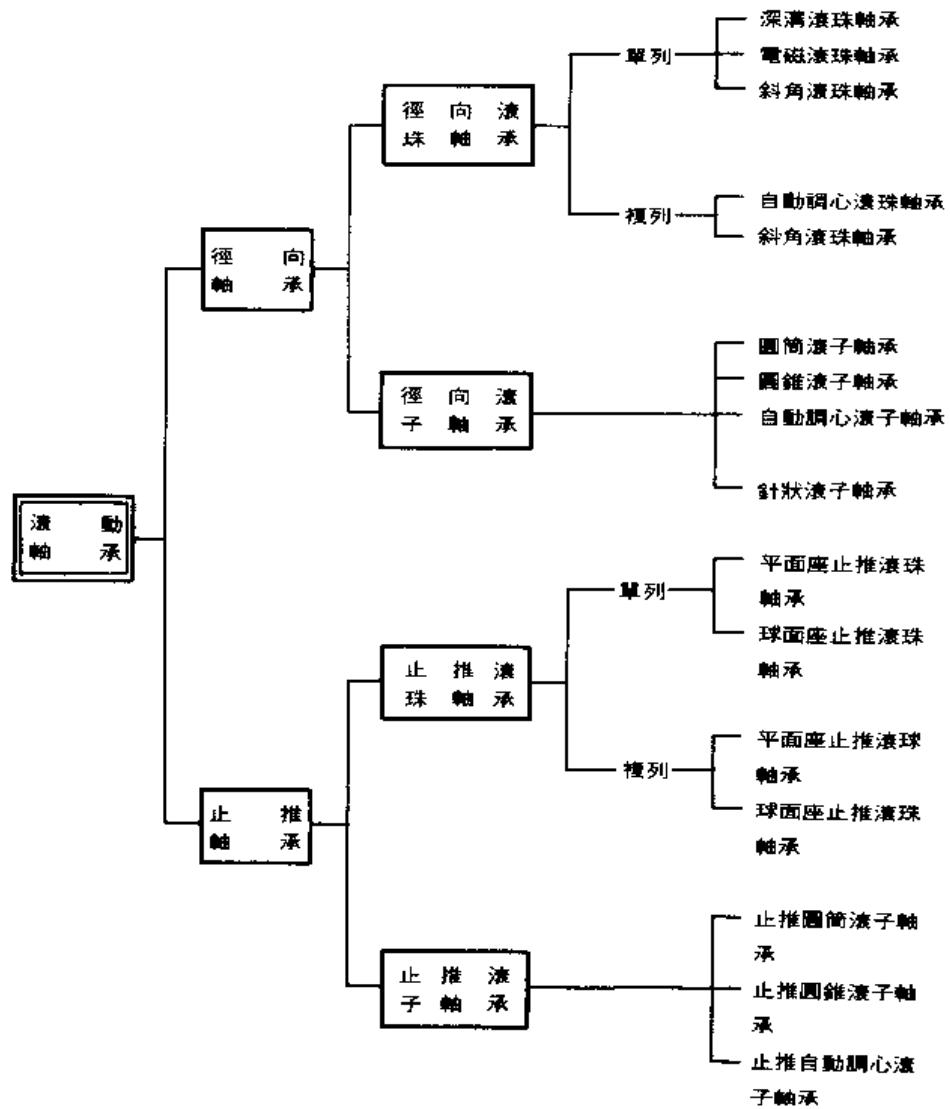
4. 5. 徑向荷重 F_r (kgf), 及軸向荷重 F_a (kgf)

垂直軸承回轉軸上之荷重謂徑向荷重 F_r , 平行軸承回轉軸上之荷重謂軸向荷重 F_a . 通常軸承同時承受這兩種荷重其值乃理論值乘以荷重係數 f_w 所得之值。

6. 軸承種類

軸承可分類如表VI-5所示。又表VI-6所示乃滾動軸承之性能。

表VI-5 滾動軸承之分類



表VI-6 滾動軸承之性能

種類 性能	滾珠軸承							滾子軸承			
	深溝形	極限形	密封形	斜角形	複列深形	自心動調形	軸向	圓錐	球面	圓筒	針狀
徑向負荷容量	○	◎	○	○	◎	△	×	◎	◎	◎	◎
軸向負荷容量	△	△	△	◎	○	△	◎	○	△	×	×
複合荷重容量	○	△	○	◎	○	△	×	◎	△	×	×
期待壽命	◎	○	◎	◎	◎	△	△	◎	○	◎	○
高速性能	◎	○	○	◎	△	△	△	○	△	○	×
對偏心之適合性	△	△	△	×	△	◎	△	△	◎	△	×
密封效果	◎	△	◎	×	○	×	×	×	×	×	×
對力矩荷重之剛性	○	○	○	△	◎	×	×	△	×	△	◎
高精度性	○	○	○	◎	△	△	○	○	△	◎	×
低噪音	◎	△	○	◎	△	△	△	○	×	◎	×
低價格	◎	△	△	○	×	△	○	○	×	○	◎
低摩擦係數	○	○	△	△	△	◎	○	△	△	◎	×
(備考)	◎：優 ○：良 △：普通 ×：不合適										

7. 回轉數n (r.p.m)

若無潤滑上的限制，軸承可以相當高的轉速回轉。然因潤滑上的限制，以致速度界限的存在成爲事實。表VI-7所示乃滾動軸承之容許速度A。

表VI-7 滾動軸承之容許速度A (cm/min)

軸承形式	扣環	黃潤滑	油浴潤滑	滴下供油	噴射供油
單列深溝滾珠軸承	衝壓扣環	30000	50000	60000	100000
	擠壓扣環	30000	50000	50000	—
單列斜角滾珠軸承(α=15°)	擠壓扣環	30000	50000	50000	100000
	蘇蘭塑膠扣環	40000	70000	80000	—
單列斜角滾珠軸承(α=30°)	衝壓扣環	28000	40000	—	—
	擠壓扣環	28000	50000	50000	90000
	醃醃塑膠扣環	40000	60000	80000	90000
單列斜角滾珠軸承(α=40°)	衝壓扣環	25000	35000	—	—
	擠壓扣環	25000	40000	40000	—
自動調心滾珠軸承	衝壓扣環	20000	30000	—	—
	擠壓扣環	—	—	—	—
複列斜角滾珠軸承	衝壓扣環	15000	30000	—	—
複列擠壓扣環	—	—	—	—	—
組合斜角滾珠軸承	約爲單列場合的70%				
軸向滾珠軸承	衝壓扣環	7000	10000	—	—
	擠壓扣環	10000	15000	20000	—
圓筒滾子軸承	衝壓扣環	30000	30000	30000	—
	擠壓扣環	30000	50000	50000	80000
圓錐滾子軸承	衝壓扣環	25000	35000	35000	45000
自動調心滾子軸承	擠壓扣環	15000	25000	—	—
軸向自動調心滾子軸承	擠壓扣環	—	15000	—	—

(註) 擠壓式扣環之材料主要爲銅合金。

滾動軸承之容許速度A。

$$A = \frac{(D+d) \cdot n}{2 \cdot f_1}$$

在此 D：軸承外徑 (cm)

d：軸承內徑 (cm)

n：回轉數 (r.p.m)

f₁：軸承尺寸之校正係數

8. 9. 速度係數 f_n 及壽命係數 f_h

速度係數 f_n 、壽命係數 f_h 由表VI-8求得。

表VI-8 速度係數 f_n 與壽命係數 f_h 之計算式

軸承種類	速度係數 f_n	壽命係數 f_h
滾珠軸承	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^4$	$\left(\frac{L_h}{500}\right)^4$
滾子軸承	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{10}$	$\left(\frac{L_h}{500}\right)^{10}$

n : 回轉數(r.p.m) L_h : 壽命時間(h)

10. 靜等值荷重 P_0 (kgf)

① 徑向軸承的場合

$$\left. \begin{aligned} R &= X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \\ P_0 &= F_r \end{aligned} \right\} \text{取大者。}$$

P_0 : 靜等值荷重 (kgf)

X_0 : 靜徑向係數 (參照表VI-9)

Y_0 : 靜軸向係數 (參照表VI-9)

F_r : 徑向荷重 (kgf)

F_a : 軸向荷重 (kgf)

表VI-9 靜徑向係數 X_0 與靜軸向係數 Y_0

軸承形式	X_0		Y_0		
	單列	複列	單列	複列	
深溝滾珠軸承	0.6	0.6	0.5	0.5	
斜角滾珠軸承	$\alpha=20^\circ$	0.5	1.0	0.42	0.84
	25°	0.5	1.0	0.38	0.76
	30°	0.5	1.0	0.33	0.66
	35°	0.5	1.0	0.29	0.58
	40°	0.5	1.0	0.26	0.52
自動調心滾珠軸承	0.5	1.0	$0.22 \times \cot \alpha$	$0.44 \times \cot \alpha$	
自動調心滾子軸承 圓錐滾子軸承 $\alpha \neq 0^\circ$	0.5	1.0	$0.22 \times \cot \alpha$	$0.44 \times \cot \alpha$	

② 軸向軸承的場合

$$P_{0\alpha} = F_a + 2.3 \cdot F_r \cdot \tan \alpha \quad (\alpha \neq 90^\circ)$$

$P_{0\alpha}$: 靜等值荷重 (kgf)

F_a : 軸向荷重 (kgf)

F_r : 徑向荷重 (kgf)

α : 標稱接觸角(度)

11. 靜荷重比 f_s

靜荷重比 f_s 可依下式求得。

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

C_0 : 基本靜定格荷重 (kgf)

P_0 : 靜等價荷重 (kgf)

靜荷重比 f_s ，一般取如表 VI-10 所示。又承受大衝擊荷重，振動荷重的場合取表 VI-10 之 f_s 值之 1.5 ~ 2 倍即可。

表 VI-10 靜荷重比

回轉條件	荷重	f_s 值之下限
回轉的軸承	普通荷重	1 ~ 2
	衝擊荷重	2 ~ 3
不經常回轉之軸承 (有時搖動)	普通荷重	0.5
	衝擊荷重 不均等的荷重分布	1 ~ 1.5

12. 基本靜定格荷重 C_0 (kgf)

所謂基本靜定格荷重 C_0 ，即在承受最大應力的接觸部轉動體的永久變形量與被動輪的永久變形量之和等於轉動體直徑的 0.0001 倍時之靜止荷重，可依下式計算之。

$$C_0 = f_s \cdot P_0$$

f_s : 靜荷重比

P_0 : 靜等值荷重 (kgf)

13. 動等價荷重 P (kgf)

① 徑向軸承之場合

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

X : 徑向係數

F_r : 徑向荷重 (kgf)

V : 回轉係數

F_a : 軸向荷重 (kgf)

Y : 軸向係數

P : 動等值荷重 (kgf)

② 軸向軸承之場合

$$P_a = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

X : 徑向係數

F_r : 徑向荷重 (kgf)

Y : 軸向係數

F_a : 軸向荷重 (kgf)

P_a : 動等值荷重 (kgf)

又徑向係數 X ，軸向係數 Y ，回轉係數 V 如表 VI-11 所示。

表VI-11 徑向係數X, 軸向係數Y, 回轉係數V (1)

軸承之形式	$\frac{iF_r}{C_0}$	$\frac{F_a}{C_0}$	V		X			Y			e	
			內輪 回轉 荷重	外輪 回轉 荷重	單列 滾珠軸承	複列滾珠軸承		單列 滾珠軸承	複列滾珠軸承			
					$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
深溝滾珠軸承	—	0.014	1	1.2	0.56	1	0.56	2.30	0	2.30	0.19	
	0.028	0.22										
	0.056	0.26										
	0.084	0.28										
	0.11	0.30										
	0.17	0.34										
	0.28	0.38										
	0.42	0.42										
	0.56	0.44										
斜角滾珠軸承	$\alpha=5^\circ$	—	1	1.2	0.56	1	0.78	2.30	2.78	3.74	單式 複式	
		0.014									0.19	0.23
		0.028									0.22	0.26
		0.056									0.26	0.30
		0.085									0.28	0.34
		0.11									0.30	0.36
		0.17									0.34	0.40
		0.28									0.38	0.45
		0.42									0.42	0.50
	0.56	0.44	0.52									
	$\alpha=10^\circ$	—	1	1.2	0.46	1	0.75	1.88	2.18	3.06	0.29	
		0.014									0.32	
		0.029									0.36	
		0.057									0.38	
		0.086									0.40	
		0.11									0.44	
		0.17									0.49	
		0.29									0.54	
0.43		0.54										
0.57	0.54											

(註) 單列滾珠軸承 $F_a/VF_r \leq e$ 時, $X=1 \cdot Y=0$ 。

表VI-11 徑向係數X, 軸向係數Y, 回轉係數v (2)

軸承之形式	$\frac{iF_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{C_u}$	V		X			Y			e		
			內輪 回轉 荷重	外輪 回轉 荷重	單列 滾珠軸承		複列滾珠軸承		單列 滾珠軸承			複列滾珠軸承	
					$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$			
斜 角 滾 珠 軸 承	0.015								1.47	1.65	2.39	0.38	
	0.029								1.40	1.57	2.28	0.40	
	0.058								1.30	1.46	2.11	0.43	
	0.087								1.23	1.38	2.00	0.46	
	$\alpha=15^\circ$ 0.12		1	1.2	0.44	1	0.72		1.19	1.34	1.93	0.47	
	0.17								1.12	1.26	1.82	0.50	
	0.29								1.02	1.14	1.66	0.55	
	0.44								1.00	1.12	1.63	0.56	
	0.58								1.00	1.12	1.63	0.56	
	$\alpha=20^\circ$												
25°					0.43		0.70	1.00	1.09	1.63	0.57		
30°			1	1.2	0.41		0.67	0.87	0.92	1.41	0.68		
35°					0.39	1	0.63	0.76	0.78	1.24	0.80		
40°					0.37		0.60	0.66	0.66	1.07	0.95		
					0.35		0.57	0.57	0.55	0.93	1.14		
自動調心 滾珠軸承			1	1	0.40	1	0.65	$0.4 \times \cot \alpha$	$0.42 \times \cot \alpha$	$0.65 \times \cot \alpha$	$1.5 \times \tan \alpha$		
電磁滾珠 軸承			1	1	0.5			2.5			0.2		
自動調心 滾珠軸承 圓錐滾子 軸承 $\alpha \neq 0$			1	1.2	0.4	1	0.67	$0.4 \times \cot \alpha$	$0.45 \times \cot \alpha$	$0.67 \times \cot \alpha$	$1.5 \times \tan \alpha$		
軸 向 滾 珠 軸 承	$\alpha=45^\circ$				0.66		1.18	0.66	1	0.59	1	1.25	
	60°				0.92		1.90	0.92	1	0.54	1	2.17	
	70°				1.66		3.89	1.66	1	0.52	1	4.67	
	90°												
軸向自動調 心滾珠軸承 軸向圓錐 滾子軸承 $\alpha=90^\circ$					$\tan \alpha$	$1.5 \times \tan \alpha$	$\tan \alpha$	1	0.67	1	$1.5 \times \tan \alpha$		

(註) 單列滾珠軸承 $F_a/VF_r \leq e$ 時 X=1, Y=0
 單列滾子軸承 $F_a/VF_r \leq e$ 時 X=1, Y=0
 軸向軸承 $\alpha=90^\circ$ 時 $F_r=0, Y=1$

VI-2-10 基本動定格荷重·軸徑·標稱編號

14. 基本動定格荷重 C (kgf)

所謂基本動定格荷重，即使徑向軸承之內輪回轉，外輪靜止，或軸向軸承一方之軌道輪回轉，另一方之軌道輪靜止的條件下，一群同規格的軸承個別運轉時，定格壽命在 100 萬轉且大小不變動時之荷重。

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot P$$

f_h ：壽命係數

f_n ：速度係數

P：動等值荷重(kgf)

15. 軸徑 d (mm)

選擇軸承時，軸徑是重要的基準，請參照第二章的軸以決定軸徑。

16. 標稱編號

計算求得基本動定格荷重 C，基本靜定格荷重 C_0 及軸徑 d 後，以選較大 C、 C_0 之軸承為宜。滾珠的直徑軸承各部的形狀，材料等之基本動定格荷重之計算方法記載於 JIS B1519 (滾動軸承之靜定格荷重之計算方法)，然現在一般皆用規格品較多，在此例舉單列深溝滾珠軸承 (軸承系列 60，尺寸系列 10) 於表 VI-12。選擇滾動軸承之標稱編號時，參照各公司發行的滾動軸承型錄即可。

表 VI-12 單列深溝滾珠軸承之例
(軸承系列 60，尺寸系列 10)

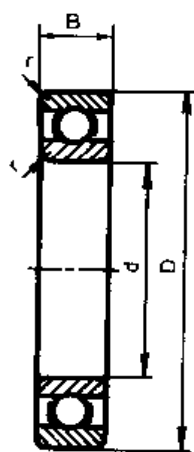


圖 VI-4 單列深溝滾珠軸承 (開放形)

標稱編號	主要尺寸 (mm)				基本動定格荷重 (kgf) C	基本靜定格荷重 (kgf) C_0
	d	D	B	r		
6000	10	26	8	0.5	360	196
6001	12	28	8	0.5	400	229
6002	15	32	9	0.5	440	263
6003	17	35	10	0.5	470	296
6004	20	42	12	1	735	465
6005	25	47	12	1	790	530
6006	30	55	13	1.5	1030	740
6007	35	62	14	1.5	1250	915
6008	40	68	15	1.5	1310	1010
6009	45	75	16	1.5	1640	1320
6010	50	80	16	1.5	1710	1430
6011	55	90	18	2	2220	1850

17. 配合 (表VI-13, 14)

表VI-13 滾動軸承與軸之配合

(a) 徑向軸承與軸之配合

荷重條件	軸徑(mm)		軸之種類與等級	備考	適用 (參考)	
	滾珠軸承	圓筒滾子軸承·圓錐滾子軸承				
圓筒六之軸承						
外輪回轉荷重	內輪必須能在軸上容易轉動	全軸徑	g6	要求精密的場合，用g5, h5	靜止軸之車輪	
	內輪在軸上不需容易轉動	全軸徑	h6		拉張用	
內輪回轉荷重或方向不定荷重	輕荷重及變動荷重	18以下	—	h5	所謂輕荷重·原則上指基本動定格荷重之6~7%以下之荷重·要求精密的場合以js5, k5, m5代替js6, k6, m6。	電氣器具 工作機械 泵浦 送風機 運搬車
		18以下 100以下	40以下	js6		
		100以上 200以下	40以上 140以下	k6		
		—	140以上 200以下	m6		
	普通荷重及重荷重	18以下	—	js5	圓錐滾柱軸承的場合不需考慮配合之間隙，所以可以k6, m6代替k5, m5。	一般之軸承部分 電動機 鍋輪 泵浦 內燃機關 木工機械
		18以下 100以下	40以下	k5		
		100以上 200以下	40以上 100以下	m5		
		—	100以上 140以下	m6		
中心軸向荷重	全軸徑	js6	—	—	—	
〔備考〕 此表中軸之容許差，適用於實心之鋼軸。						

(b) 軸向軸承與軸之配合

荷重條件	軸徑(mm)	軸之種類與等級
中心軸向荷重 (軸向滾珠軸承及軸向自動調心滾子軸承)	全軸徑	js6

表VI 14 滾動軸承與軸承箱之配合

(a) 徑向軸承與軸承箱孔之配合

條 件		孔之種類 與 等 級	備 考	適 用 例 (參 考)
一體成形箱	外輪回轉荷重	重荷重作用於薄肉軸承箱的場合及衝擊荷重	外輪不能移動	裝有滾柱軸承之車輪殼聯結桿大端之軸承部
		普通及重荷重		裝有滾珠軸承之車輪殼
		輕及變動荷重		輸送帶用滾筒・索道・滑車拉張用滑輪
方向不定荷重	重衝擊荷重	M 7	外輪原則上 不移動	牽引機馬達
	重及普通荷重；外輪不必在軸方向移動的場合			電動機・泵浦・曲軸之主軸承 主軸承
一體或分成兩部份之軸承箱	內輪回轉荷重	普通及輕荷重；外輪曾在軸方向移動的場合	外輪原則上 會移動	電動機・泵浦・曲軸之主軸承
		衝擊荷重……時成無負荷狀態的場合		鐵道車輛軸承箱
	任何種類之荷重	H 7	一般之軸承裝置・鐵道車輛之軸承箱	
	普通及輕荷重	H 8	傳動裝置	
	通過軸有熱傳導的場合	G 7	乾燥氣缸	
〔備考〕 此表適用於鑄鐵或鋼製的軸承箱，使用輕合金製軸承箱時其配合，一般均較上表所載尺寸界限緊。				
〔註〕 * 此備考所示為非分離形軸承外輪能否在軸方向移動之區別。				

(b) 軸向軸承與軸承箱孔之配合

條 件		孔之種類 與 等 級	備 考
中心軸向荷重	軸向滾珠軸承	H 8	不需高精度的場合裝配時可使外輪或調心座在徑向皆有空隙。

18. 潤滑 (表VI--15)

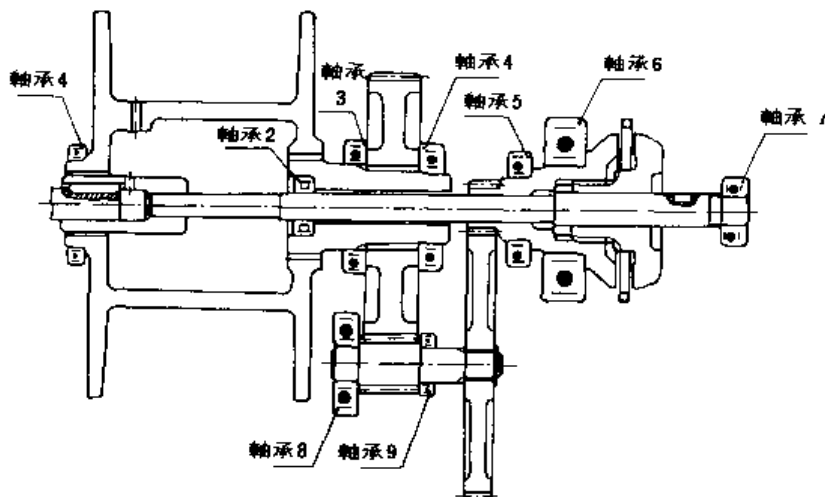
表 VI - 15 潤滑油之選擇

軸承溫度	回轉數	輕荷重或普通荷重	重荷重或衝擊荷重
-30℃ ~ 0℃	至容許速度(A)值止	冷凍機油 1號~3號	—
0℃ ~ 50℃	至容許速度(A)值之1/2止	渦輪油 2號 (140) 陸用內燃機油 2號 (20)	渦輪油 3號 (180) 陸用內燃機油 3號 (30)
	至容許速度(A)之值止	渦輪油 1號 (90)	渦輪油 2號 (140) 渦輪油 3號 (180)
	至容許速度(A)之值以上	主軸油 1號 (60) 主軸油 2號 (150)	—
50℃ ~ 80℃	至容許速度(A)值之1/2止	渦輪油 2號 (140) 渦輪油 3號 (180)	渦輪油 3號 (180) 陸用內燃機油 3號 (30)
	至容許速度(A)值止	渦輪油 1號 (90) 渦輪油 1號 (140)	渦輪油 2號 (140) 渦輪油 3號 (180) 陸用內燃機油 3號 (30)
	容許速度(A)之值以上	主軸油 2號 (150) 渦輪油 1號 (90)	—
80℃ ~ 110℃	至容許速度(A)值之1/2止	渦輪油 3號 (180) 陸用內燃機油 3號 (30)	陸用內燃機油 4號 (40) 滑輪油 4號 (200)
	至容許速度(A)之值止	渦輪油 2號 (140) 陸用內燃機油 2號 (20)	渦輪油 3號 (180) 陸用內燃機油 3號 (30)
	容許速度(A)之值以上	渦輪油 2號 (140)	—
110℃ ~ 150℃	至容許速度(A)值之1/2止	陸用內燃機油 4號 (40) 渦輪油 4號 (200)	陸用內燃機油 5號 (50) 氣缸用油 1號 (90)
	至容許速度(A)之值止	渦輪油 3號 (180) 陸用內燃機油 3號 (30)	陸用內燃機油 4號 (40) 渦輪油 4號 (200)

(註) 容許速度A之值使用 表VI-7所示油浴潤滑之值。

下圖所示乃電動絞車軸承之配置。

在此，吾人將計算軸承1之深溝滾珠軸承。



圖VI-5 軸承之配置

1. 壽命時間 L_h

$$L_h = 10000 \text{ 時間}$$

2. 荷重係數 f_w

$$\text{由表 VI-4, } f_w = 1.1$$

3. 理論的計算荷重 F_c

在此設滾筒自重 $W_d = 18 \text{ (kgf)}$ ，鋼索自重 $W_w = 24 \text{ (kgf)}$ ，考慮衝擊時之捲揚荷重 $Q = 500 \text{ (kgf)}$

$$F_c = \frac{W_d + W_w + Q}{2} = \frac{18 + 24 + 500}{2} = 271 \text{ (kgf)}$$

4. 徑向荷重 F_r

$$F_r = 1.1 \times 271 = 298.1 \text{ (kgf)}$$

5. 軸向荷重 F_a

$$F_a = 0$$

6. 軸承種類

從軸及軸承之配置機能上來看，設為單列深溝徑向滾珠軸承。

7. 回轉數 n

設 $n=51.25$ (rpm)

8. 速度係數 f_n

由表 VI-8，
$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3} = \left(\frac{33.3}{51.25}\right)^{1/3} = 0.866$$

9. 壽命係數 f_h

由表 VI-8，
$$f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/3} = \left(\frac{10000}{500}\right)^{1/3} = 2.714$$

10. 靜等值荷重 P_0

$$P_0 = 0.6 \times 298.1 + 0 = 178.86 \text{ (kgf)}$$

$$\therefore P_0 = 298.1 \text{ (kgf)}$$

11. 靜荷重比 f_s

由表 VI-10， $f_s = 2.5$

12. 基本靜定格荷重 C_0

$$C_0 = f_s \cdot P_0 = 2.5 \times 298.1 = 745.3 \text{ (kgf)}$$

13. 動等值荷重 P

$$P = 1 \times 1 \times 298.1 = 298.1 \text{ (kgf)}$$

14. 基本動定格荷重 C

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot P = \frac{2.714}{0.866} \times 298.1 = 934.2 \text{ (kgf)}$$

15. 軸徑 d

設 $d=75\text{mm}$ 。

16. 標稱編號

設為 6915。

17. 配合

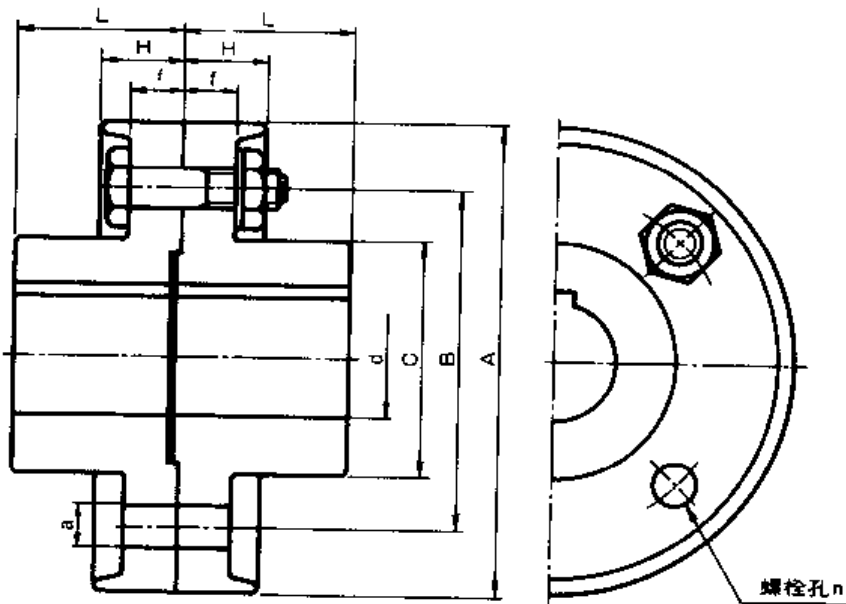
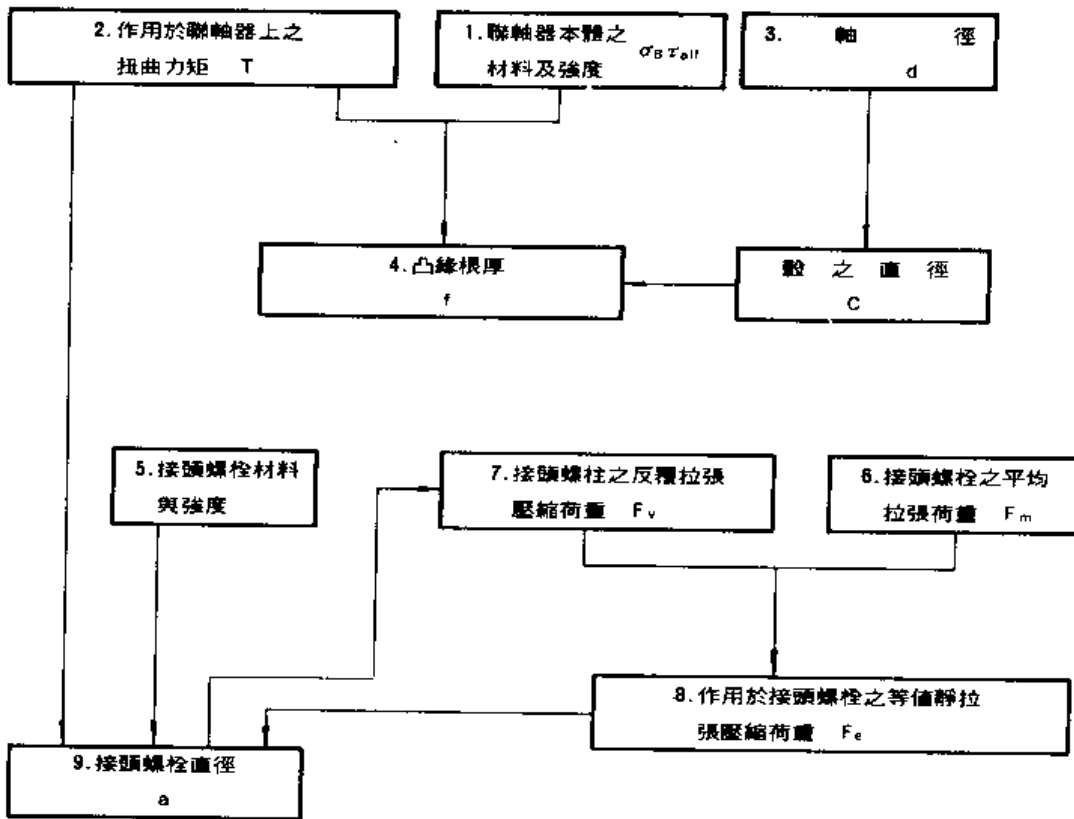
由表 VI-13、14 設為軸 75k5 · 孔 105H7。



VII

聯 軸 器

- Ⅶ-1 凸緣形固定聯軸器
- Ⅶ-2 凸緣形撓曲聯軸器
- Ⅶ-3 萬向接頭
- Ⅶ-4 齒輪形聯軸器
- Ⅶ-5 橡膠聯軸器
- Ⅶ-6 鏈條聯軸器



圖VI-1 凸緣形固定聯軸器

聯軸器是聯接主動軸與從動軸藉以傳達動力用。圖Ⅵ-1 所示凸緣形固定聯軸器若能與軸之中心線一致，則可傳達很大的力矩。

1. 接頭本體之材料及其強度 σ_B (kgf/mm²) τ_{all} (kgf/mm²)

接頭本體之材料如表Ⅵ-1 所示，或使用同等以上之材料亦可。

(JIS B1451凸緣形固定聯軸器)

表Ⅵ-1 接頭本體之材料及其強度

σ_B ：抗拉強度下限(kgf/mm²) τ_{all} ：容許剪斷應力(kgf/mm²)

JIS	名稱	記號	σ_B	τ_{all}
G 5501	灰鑄鐵品	FC20	17	0.20~0.30
C 5101	碳素鋼鑄鋼品	SC42	42	0.32~0.96
G 3201	碳素鋼鍛鋼品	SF45	45	0.48~1.20
G 4051	機械構造用碳素鋼鋼材	S25C	45	0.48~1.20

2. 作用於接頭本體之凸緣根扭曲矩 T (mmkgf)

$$T = \frac{716200 \cdot L}{n}$$

L：傳達馬力 (PS)

n：回轉數 (r.p.m)

3. 軸徑 d (mm)

傳達扭曲力矩之軸徑 d，可依Ⅱ章之軸設計流程圖求得。

4. 凸緣根部之厚度 f (mm)

$$f = \frac{2T}{\pi \cdot C^2 \cdot \tau_{all}}$$

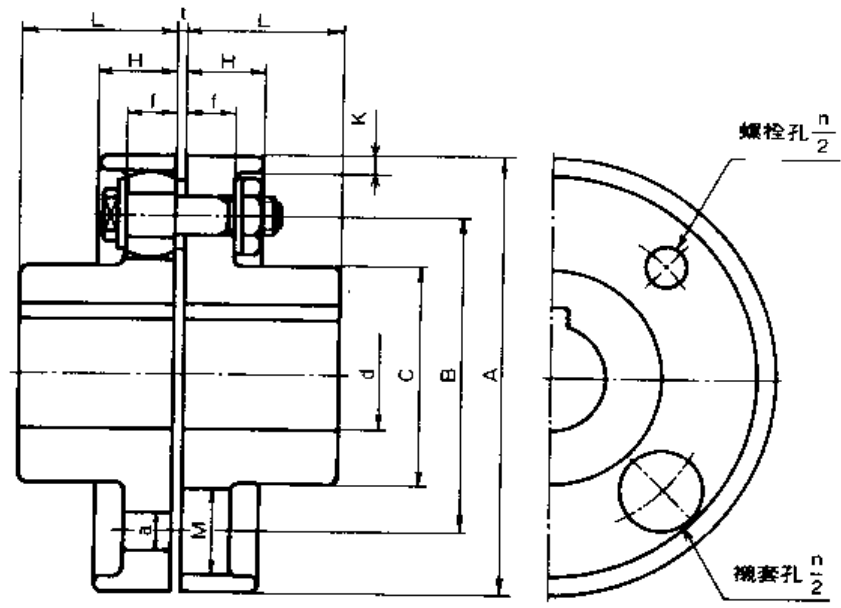
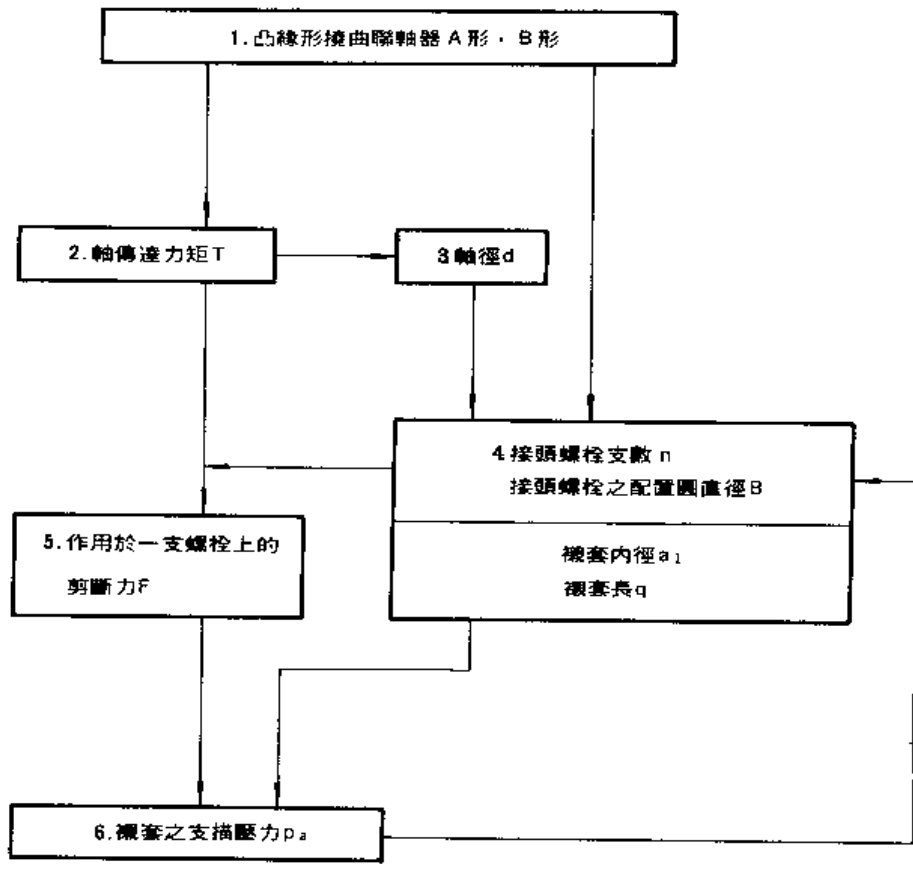
C：穀之直徑 (mm)

τ_{all} ：容許剪斷應力(kgf/mm²) = $\frac{\text{剪斷降伏應力}}{\text{安全係數}}$

5. 接頭螺栓之材料及其強度

凸緣形固定聯軸器螺栓的使用材料是 JIS G3101 一般構造用緊延鋼材為 SS41 或同等以上者。又 SS 41 之抗拉強度下限是 $\sigma_B=41$ (kgf/mm²)

表Ⅵ-2 所示乃凸緣形固定聯軸器之主要尺寸，圖Ⅵ-2，表Ⅵ-3 所示是凸緣形固定聯軸器用接頭螺栓之主要尺寸，這些可參考計算結果後再決定尺寸。



圖五-3 凸緣形撓曲聯軸器 (B 型)

表VII-4 凸緣形撓曲聯軸器B型 (取自JIS B 1452)

(單位mm)

接頭外徑 A	軸 徑 d		L	C	B	l	H	K	$\frac{n}{2}$	a	M	t
	最大軸 孔直徑	最小軸 孔直徑										
90	18	—	28	35.5	60	14	22.4	4	2	8	19	3
100	22.4	—	35.5	40	67	16	25	4	2	10	23	3
112	25	16	40	45	75	16	25	4	2	10	23	3
125	28	18	45	50	85	18	28	4	2	14	32	3
140	35.5	20	50	63	100	18	28	4	3	14	32	3
160	45	25	56	80	115	18	28	6	4	14	32	3
180	50	28	63	90	132	18	28	6	4	14	32	3
200	56	31.5	71	100	145	22.4	40	6	4	20	41	4
224	63	35.5	80	112	170	22.4	40	6	4	20	41	4
250	71	40	90	125	180	28	50	8	4	25	51	4
280	80	50	100	140	200	31.5	56	8	5	28	57	4
315	90	63	112	160	236	31.5	56	8	6	28	57	4
355	100	71	125	180	260	45	71	10	5	35.5	72	5
400	112	80	125	200	300	45	71	10	6	35.5	72	5
450	125	90	140	224	355	45	71	10	7	35.5	72	5
560	140	100	160	250	450	45	71	12	9	35.5	72	5
630	160	112	180	280	530	45	71	12	11	35.5	72	5

1. 聯軸器形式

圖VI-3 所示凸緣形撓曲聯軸器, 因係透過橡膠傳達力矩, 故不若凸緣形固定聯軸器, 不適傳達大力矩, 然具機械振動之緩衝作用及電氣絕緣。

此形聯軸器又分為接頭螺栓全數裝於一側的A形和接頭螺栓平均裝於兩側之B形(表VII-4)等二類。又接頭各部使用之材料如表VII-5 所示或同等以上者。

2. 軸傳達力矩 (mmkgf)

表VII-5 接頭各部使用之材料

部 品	材 料	
接頭本體	JIS G5501之FC20, JIS G5101之SC42, JIS G3201之SF45或之JIS G4051のS 25C	
接頭螺栓	螺 栓	JIS G3101之SS41
	螺 帽	JIS G3101之SS41
	墊 片	JIS G3101之SS41
	彈簧墊片	JIS G3506之SWRH4, SWRH5
	襯 套	JIS K6386之A(16)-j1a1 (Hs=70) B(12)-j1a1 (Hs=70)

$$T = \frac{716200 \cdot L}{n}$$

L : 傳達馬力 (PS)

n : 回轉速度 (r.p.m)

3. 軸徑 d (mm)

依V章軸設計之流程圖來計算軸徑d。

4. 接頭螺栓之支數 n ，接頭螺栓之配置圓直徑 B (mm)，套筒之內徑 a_1 (mm)，
套筒長度 q (mm)

參照表VI-4 凸緣形撓曲聯軸器B形及表VI-6 凸緣形撓曲聯軸器用接頭螺栓 (JIS B1452)，選出適當的接頭外徑，再檢討襯套之支撐壓力 p_s 。

5. 作用於一支接頭螺栓上的剪斷力 F (kgf)

$$F = \frac{2T}{n \cdot B}$$

T ：軸傳達力矩 (mmkgf)

n ：接頭螺栓之支數

B ：接頭螺栓之配置圓直徑 (mm)

6. 套筒承受之壓力 P_s ($=0.10 \sim 0.15 \text{ kgf/mm}^2$)

$$p_s = \frac{F}{a_1 \cdot q}$$

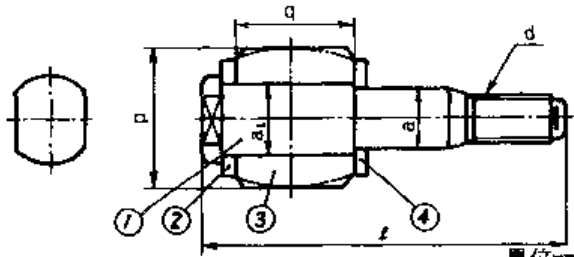
F ：作用於一支接頭上的剪斷力 (kgf)

a_1 ：襯套內徑 (mm)

q ：襯套長 (mm)

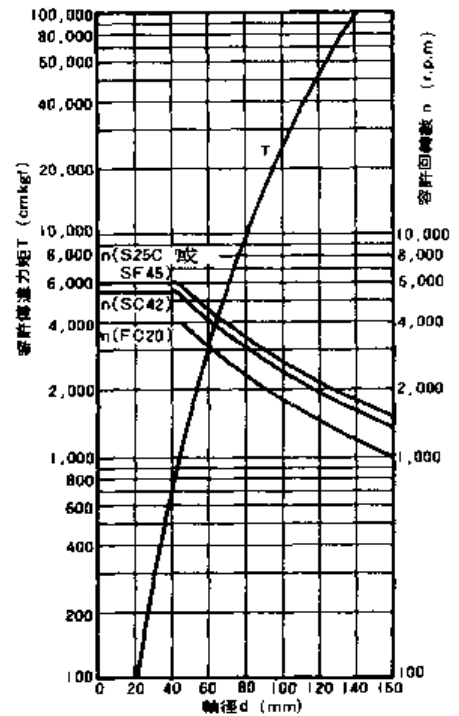
圖VI-4 所示乃凸緣形撓曲聯軸器之容許傳達力矩與容許回轉數 n 。

表VI-6 凸緣形撓曲聯軸器用接頭螺栓

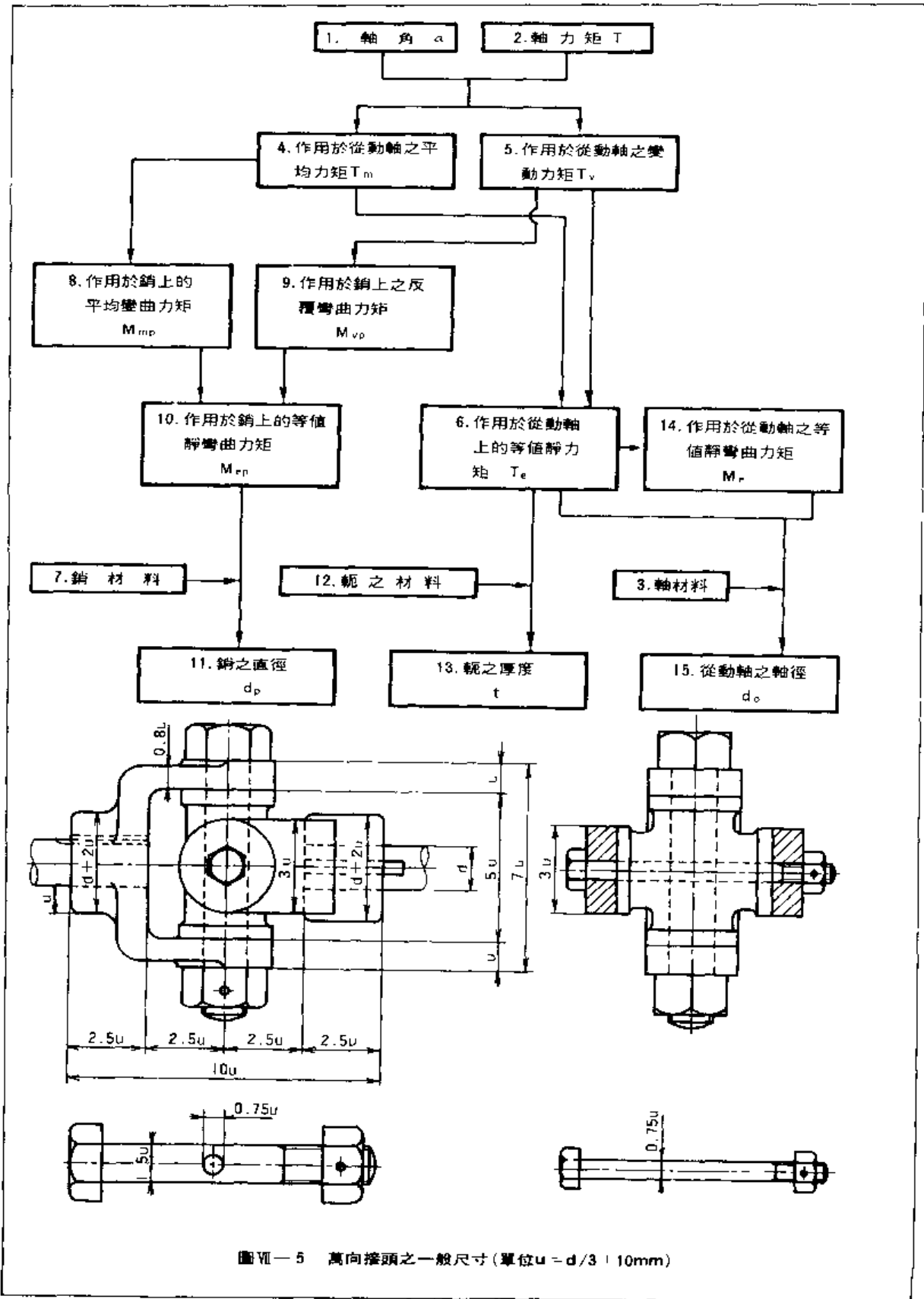


標稱 $a \times l$	螺 栓			襯 套		
	螺紋之 標稱 d	a_1	a	l	p	q
8 × 50	M 8	9	8	50	18	14
10 × 56	M10	12	10	56	22	16
14 × 64	M12	16	14	64	31	18
20 × 85	M20	22.4	20	85	40	22.4
25 × 100	M24	28	25	100	50	28
28 × 116A	M24	31.5	28	116	56	40
28 × 112B	M24	31.5	28	112	56	31.5
35.5 × 150A	M30	40	35.5	150	71	56
35.5 × 150B	M30	40	35.5	150	71	45

(選自JIS B1452)



圖VI-4 凸緣形撓曲接頭之容許傳
達力矩(A型：JIS B1452)



1. 原動軸與從動軸之軸角 α (度)

原動軸與從動軸間之軸角 α 如圖 VII-7 所示。現設軸角為 α 的場合，原動軸以一定之角速度 ω_1 轉則從動軸之角速度 ω_2 ，會由原動軸角速度 ω_1 之 $\cos\alpha$ 倍至 $1/\cos\alpha$ 倍間作周期性變化，軸角 $\alpha=15^\circ$ 時角速度 ω_2 之最大值 ω_{2max} 和最小值 ω_{2min} 之變動率為

$$\frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_{2min}} = 7.2\%$$

軸角 $\alpha=30^\circ$ 時則變動率為 33.3%，所以一般之扭矩傳達時以 $\alpha \leq 15^\circ$ 為宜。然若轉數非常低時， $\alpha \leq 30^\circ$ 亦可。圖 VII-6 所示乃軸角 α 與從動軸角速度 ω_2 之變動率間關係

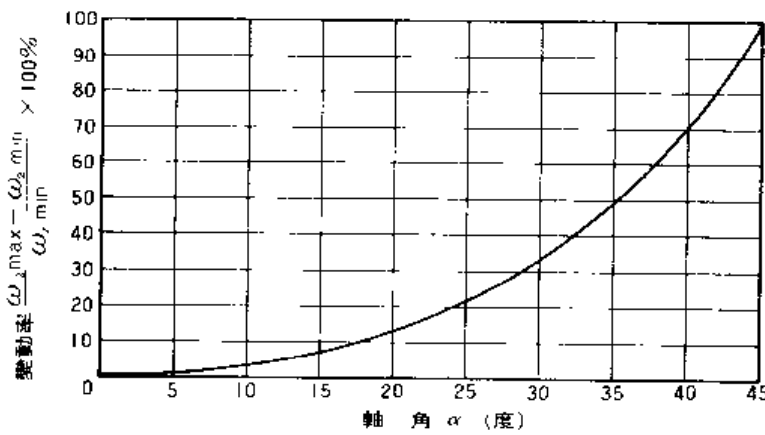


圖 VII-6 軸角 α (度) 與角速度 ω_2 之變動率間的關係

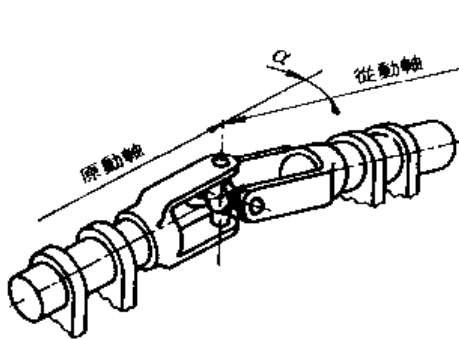


圖 VII-7 原動軸與從動軸之軸角

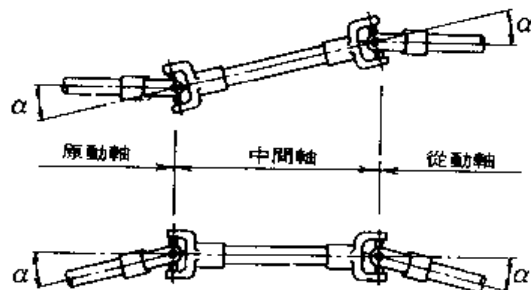


圖 VII-8 使用中間軸的例子

2. 軸傳達力矩 T (mmkgf)

$$T = \frac{716200 \cdot L}{n}$$

L : 傳達馬力(PS)

n : 軸回轉數(r.p.m)

3. 軸材料

參照表 II-2 決定之。

4. 作用於從動軸上之平均力矩 T_m (mmkgf)

$$T_m = \frac{1 + \cos^2 \alpha}{2 \cos \alpha} \cdot T$$

α : 軸角(度)

5. 作用於從動軸上之變動力矩 T_v (mmkgf)

$$T_v = \frac{\sin^2 \alpha}{2 \cos \alpha} \cdot T$$

6. 作用於從動軸上之等值靜力矩 T_e (mmkgf)

$$T_e = T_m + K_t \left(\frac{\tau_s}{\tau_w} \right) T_v$$

K_t : 疲勞限度之修正係數

$$\left(K_t = f_m \cdot \beta_r \times \frac{1}{C_{1r} \cdot C_2} \right)$$

f_m : 疲勞限度之安全係數

C_{1r} : 扭之尺寸效果係數

β_r : 扭曲之切口係數

C_2 : 表面係數

τ_s : 剪斷降伏應力(kgf/mm²)

τ_w : 兩振扭曲疲勞限度下限(kgf/mm²)

7. 鑄之材料(表 VII-7 參照)

表 VII-7 鋼(鑄造)之材料及其抗拉強度

JIS	名稱	記號	抗拉強度 σ_B (kgf/mm ²)
G 3101	一般構造用鑄延鋼材	SS41	41
		SS50	50
G 4051	機械構造用炭素鋼鋼材	S15C	38
		S20C	41
		S25C	45
		S30C	48
	S35C	52	
G 4102	鍊 絡 鋼 鋼 材	SNC 1	75
G 4104	鉻鋼鋼材	SCr 2	80
		表面淬硬鋼 SCr21	80
G 4401	炭素工具鋼鋼材	SK 4	—

8. 作用於銷的平均彎曲力矩 M_{mp} (mmkgf)

$$M_{mp} = \frac{b}{2a} T_m = \frac{1}{12} T_m$$

T_m : 作用於從動軸之平均力矩(mmkgf)

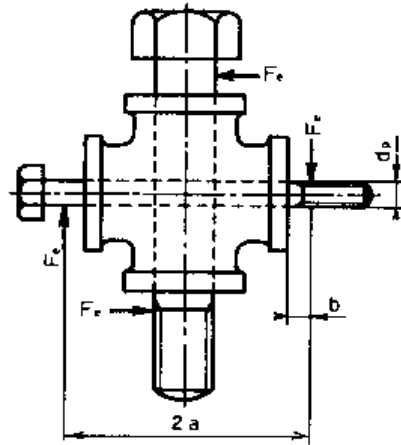
因圖VII-5所示之尺寸比為 $2a=6u$, $b=0.5u$, 所以以 $b/2a=1/12$ 來計算亦可。

記號 a, b 指圖VII-9所示之尺寸。

9. 作用於銷上之反覆彎曲力矩 M_{vp} (mmkgf)

$$M_{vp} = \frac{b}{2a} T_v = \frac{1}{12} T_v$$

T_v : 作用於從動軸之變動力矩
(mmkgf)



圖VII-9 萬向接頭之銷

10. 作用於銷上之等值靜彎曲力矩 M_{ep}

$$M_{ep} = M_{mp} + K_b \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{wb}} \right) M_{vp}$$

K_b : 疲勞限度之修正係數 ($K_b = f_m \cdot \beta_b \times \frac{1}{\zeta_{1b} \cdot \zeta_2}$)

f_m : 材料之疲勞限度之安全係數

β_b : 彎曲力矩之切口係數

ζ_{1b} : 彎曲力矩之尺寸效果係數

ζ_2 : 表面係數

σ_s : 材料之抗拉降伏應力(kgf/mm²)

σ_{wb} : 材料之回轉彎曲疲勞限度下限(kgf/mm²)

11. 銷之直徑 d_p (mm)

$$d_p = \left[\frac{32f_s}{\pi \cdot \sigma_s} M_{ep} \right]^{1/3}$$

f_s : 使用應力之安全係數

σ_s : 材料之抗拉降伏應力(kgf/mm²)

M_{ep} : 作用於銷上之等值靜彎曲力矩(mmkgf)

12. 軛之材料

軛(或萬向接頭本體)材料乃 JIS G4051 機械構造用炭素鋼鋼材之 S20C ($\sigma_B=41\text{kgf/mm}^2$) JIS G3201 炭素鋼鋼品之 SF40 ($\sigma_B=40\text{kgf/mm}^2$) 均可。

13. 軛之厚度 t (mm)

$$t = \frac{f_s}{\pi a h \sigma_s} \left(\frac{6C}{h} \cos \alpha - \sin \alpha \right) T_e$$

- f_s : 使用應力之安全係數
- σ_s : 材料之抗拉降伏應力 (kgf/mm^2)
- α : 軸角(度)

依圖 VII-5 上所示之尺寸比 $a=4d_p$ 、 $h=4d_p$ 、 $C=(10/3)d_p$ 來計算即可。
記號 a, h, C 指圖 VII-10 上之各尺寸另。

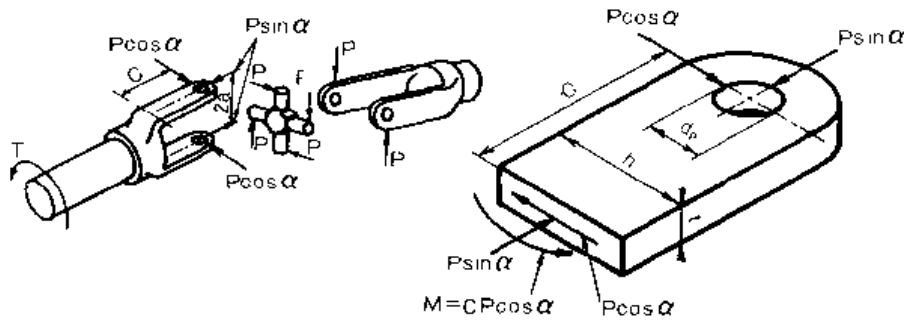


圖 VII-10 作用於萬向接頭的力

14. 作用於從動軸之等值靜彎曲力矩 M_e (mmkgf)

$$M_e = T_e \sin \alpha$$

- T_e : 作用於從動軸之等值力矩 (mmkgf)
- α : 軸角(度)

15. 從動軸之軸徑 d_o (mm)

$$d_o = \left[\frac{16 f_s}{\pi \cdot \tau_s} \sqrt{M_e^2 + T_e^2} \right]^{1/3}$$

- f_s : 使用應力之安全係數
- τ_s : 軸材料之剪斷降伏應力 (kgf/mm^2)
- M_e : 作用於從動軸之等值靜彎曲力矩 (mmkgf)
- T_e : 作用於從動軸之等值靜力矩 (mmkgf)

這是一種將外筒加工成內齒輪，內筒加工成外齒輪，再藉兩齒輪之接觸來傳達力矩，內筒中心線對外筒中心線可傾斜至 1.5° ，又因為係齒面接觸，運轉中兩軸端部之距離有 $\pm 25\%$ 變動，亦能順利回轉，此為其特點。

齒輪聯軸器有多種，表VII-8所示乃其中之一之雙並形之尺寸，形狀。又表VII-9所示乃接頭之容許傳達力矩及容許回轉數。

表VII-8 齒輪形聯軸器 (JIS B 1453) (雙並形SS)

接頭標稱 外徑 A	D		l_1	C	E	G ₁	C	參考 (約)
	最大軸 孔直徑	最小軸 孔直徑						
100	25	16	40	8	88	18	1	
112	32	20	45	8	98	18	1	
125	40	25	50	8	108	18	1	
140	50	32	63	8	134	22	1	
160	63	40	80	10	170	22	1	
180	71	45	90	10	190	28	1	
200	80	50	100	10	210	28	1	
224	90	56	112	12	236	28	1	
250	100	63	125	12	262	32	1	
280	125	80	140	14	294	32	1	
315	140	90	160	14	334	32	1	
355	160	110	180	16	376	40	1	
400	180	125	200	16	416	40	1	

- [備考] 1. 為使接頭由軸中容易拔起，可適宜的鑽幾個螺旋孔。
 2. 圖所示是構造之一例。
 3. G₁是讓外筒可以稍為滑動以便對準軸心之最小尺寸。

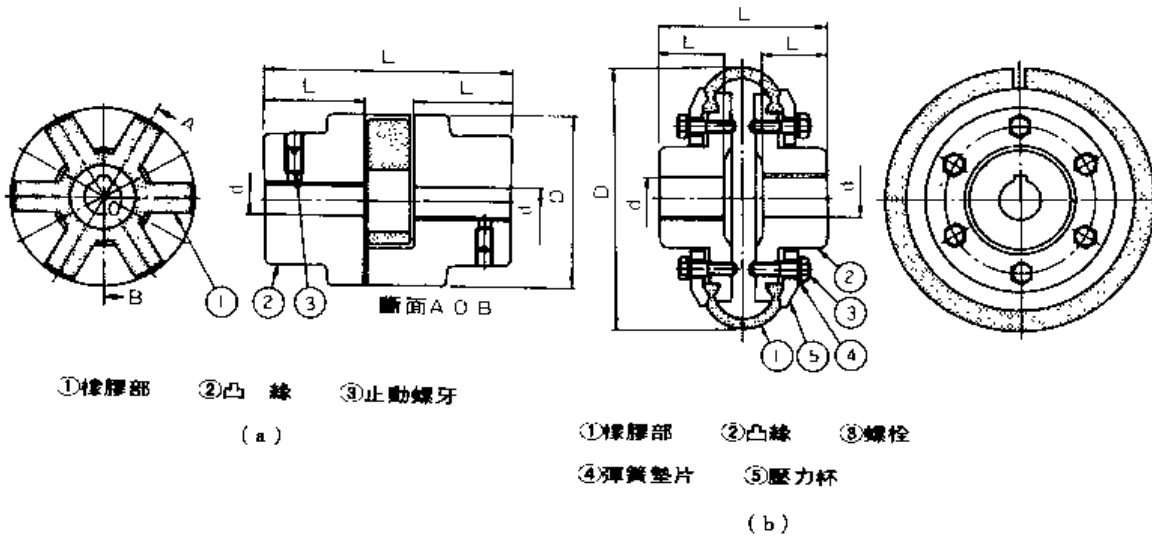
表VII-9 齒輪形聯軸器之容許傳達力矩及容許回轉數

接頭標稱 外徑 A (mm)	最大 軸孔 直徑 D (mm)	容許傳 達力矩 (1) T (kgf·m)	軸之剪 斷應力 τ (kgf/ mm ²)	容許回 轉數(2) N (rpm)	接頭外 徑之周 周速度 v (m/s)
100	25	20	6.52	4000	20.9
112	32	40	6.22	4000	23.5
125	40	80	6.37	4000	26.2
140	50	125	5.10	4000	29.3
160	63	180	3.67	4000	33.5
180	71	250	3.57	4000	37.7
200	80	355	3.57	3750	40.0
224	90	500	3.52	3350	40.0
250	100	710	3.62	3000	40.0
280	125	1120	2.96	2650	40.0
315	140	1600	3.01	2360	40.0
355	160	2500	3.11	2120	40.0
400	180	3500	3.11	1900	40.0

- [註] (1) 回轉數N=100rpm, 傾斜角 $\alpha=0^\circ$ 時之值
 (2) 傾斜角 $\alpha=1.5^\circ$ 時之值, 唯, 設傳達力矩
 很小。

橡膠聯軸器如圖VI-11所示，乃藉橡膠之剪斷變形，壓縮變形來傳達動力其構造較簡單，軸心偏差，振動、衝擊等均能吸收且不需潤滑，運轉中不會發生噪音，二軸間能電氣絕緣等諸多優點，因此廣泛的使用於機械、汽車、船舶、鐵道車輛等處。

又因這種橡膠聯軸器，市場上有很多形狀，JIS 針對其互換性尺寸與性能對其形狀作了規定其規格如表VI-10所示。



圖VI-11 橡膠聯軸器

表VI-10 橡膠聯軸器 (JIS B 1455)

(單位 mm)

標稱	常用力矩 T (kgf·m)	軸孔 d		軸孔 長度 ℓ	全長 L				外徑(最大) D	
		最大 直徑	最小 直徑							
1	1	16	—	25	56	63	71	80	63	100
2	2	20	12	31.5	71	80	90	100	80	125
4	4	25	16	40	90	100	112	125	100	160
8	8	32	20	50	112	125	140	160	125	200
16	16	40	25	56	140	160	180	200	160	250
31.5	31.5	50	32	63	160	180	200	224	200	315
63	63	63	40	80	200	224	250	280	250	400
125	125	80	50	100	250	280	315	355	315	500
250	250	100	63	125	315	355	400	450	400	630
500	500	125	80	140	355	400	450	500	500	800
(710)	(710)	140	90	160	400	450	500	560	560	900
1000	1000	160	100	180	450	500	560	630	630	1000
(1400)	(1400)	180	110	200	500	560	630	710	710	1120
2000	2000	200	125	224	560	630	710	800	800	1250

此為係說明尺寸的圖，不是實際的構造圖。

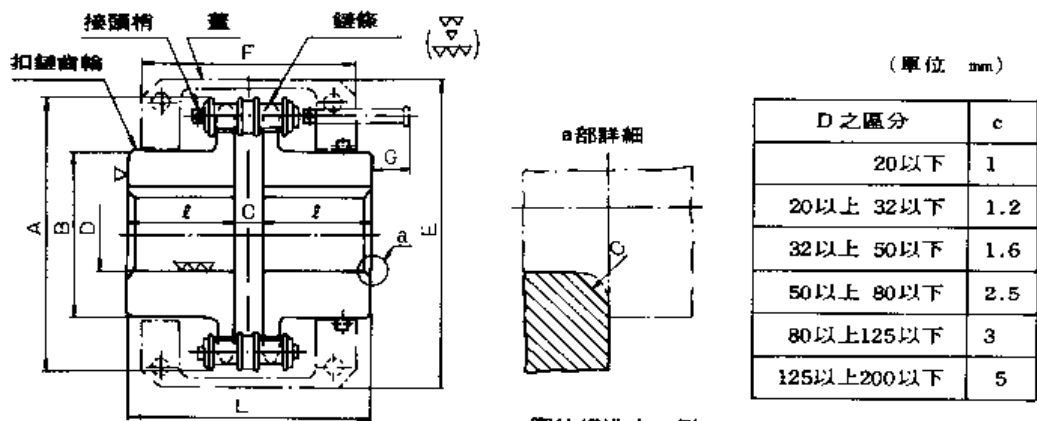
[備考] 標稱欄內附有括符者儘量不要使用
 [註] 全長L及外徑D可由上表選擇

在一對相對的扣鏈齒輪上捲一條雙列鏈條的構造之聯軸器。力之作用點在外周，又因為力由多數齒分擔，所以對同一傳達力矩而言，可以小形化，此為其特點。

鏈條聯軸器對軸心偏差之容許不大，偏心率(平行誤差)僅能達鏈條周節之2%，偏角(角度誤差)僅能達1°，(唯高速旋轉的情形，僅能容許上述值之1/2)，一般軸心間之偏差愈大或轉速愈高，各部之磨損愈快，所以應說是屬於撓曲聯軸器類，兩軸之對心應儘可能正確確保。

表VI-11所示乃JIS規定之鏈條聯軸器，又表VI-12所示則是其傳達力矩，軸應力及容許回轉速度。

表VI-11 鏈條聯軸器 (JIS B 1456)



圖的構造之一例

(單位 mm)

標稱	D		B (最小)	ℓ	參 考					
	最大軸孔直徑	最小軸孔直徑			A	C	L	G	E (最大)	F (最大)
4012	22	—	34	36	61.07	7.4	79.4	10	75	75
4014	28	—	42	36	69.07		79.4	10	85	75
4016	32	16	48	40	77.10		87.4	6	95	85
5014	35	16	53	45	86.34	9.7	99.7	12	106	95
5016	40	18	56	45	96.37		99.7	12	112	95
5018	45	18	63	45	106.42		99.7	12	125	95
6018	56	22	80	56	127.81	11.5	123.5	15	150	118
6022	71	28	100	56	151.96		123.5	15	180	118
8018	80	32	112	63	170.37	15.2	141.2	30	200	132
8022	100	40	140	71	202.58		157.2	22	236	150
10020	110	45	160	80	233.06	18.8	178.8	30	280	170
12018	125	50	170	90	255.61	22.7	202.7	50	315	190
12022	140	56	200	100	303.92		222.7	40	375	212
16018	160	63	224	112	340.75	30.1	254.1	68	425	250
16022	200	80	280	140	405.16		310.1	40	475	300

〔備考〕 爲使扣鏈齒輪從軸中輕易拔出，可設適當的螺紋孔。

〔註〕 (1) 標稱依使用之鏈條標稱號(上2行或上3行)與扣鏈齒輪之齒數之組合而定。

VI-6-2 鏈條聯軸器

表VI-12 傳達力矩、軸應力及容許回轉速度

(A) 鏈條聯軸器的傳達力矩、軸應力及容許回轉速度

標 稱	容許傳達力矩 T (kgf·m)	最大軸孔直徑上之軸應力 σ(kgf/mm ²)	容許回轉速度 n (rpm)	
			無箱蓋者	有箱蓋者
4012	8	3.75	1250	4500
4014	11.2	2.5	1000	4000
4016	16	2.5	1000	4000
5014	22.4	2.5	800	3550
5016	28	2.25	800	3150
5018	35.5	2	630	2800
6018	63	1.8	630	2500
6022	90	1.25	500	2240
8018	140	1.4	400	2000
8022	224	1.12	400	1800
10020	355	1.25	315	1600
12018	500	1.25	250	1400
12022	710	1.25	250	1250
16018	1120	1.4	200	1120
16022	1800	1.12	200	1000

【註】(2) 乘以因聯軸器之回轉速及軸心間偏差所致之修正係數後使用之。

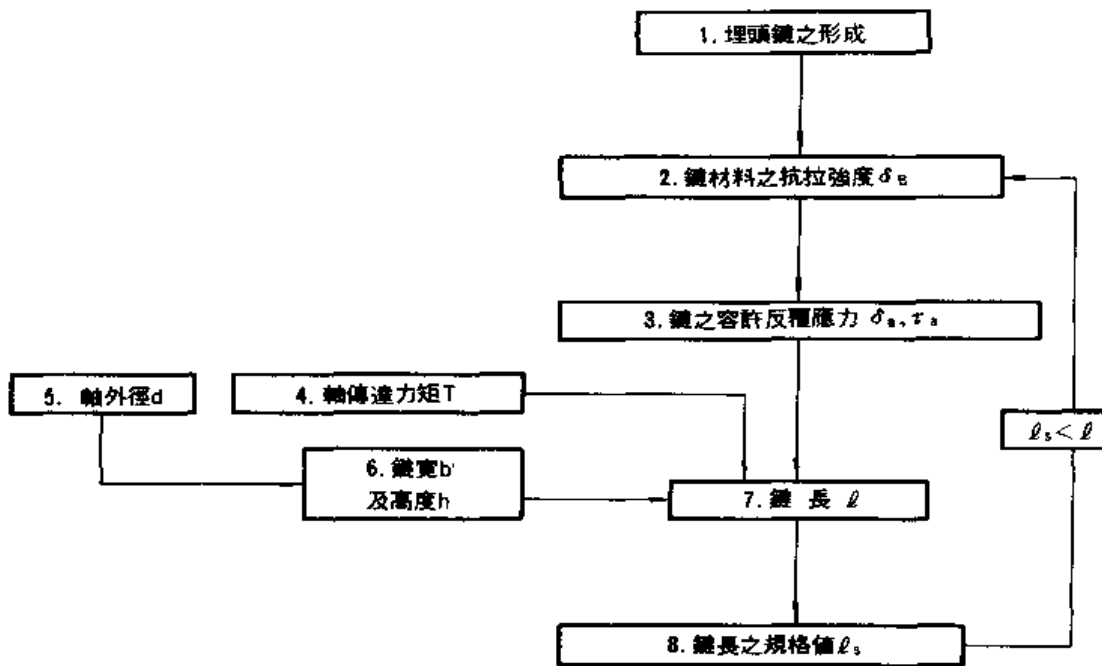
(B) 馬達直結場合之聯軸器選定表

低壓三相鼠籠式誘導電動機 (JEM規格品)				聯軸器之標稱
輸 出 (kw)		軸 徑		
4 極	6 極	E 種	A 種	
0.75	0.4	19	22	4012
1.5	0.75	—	22	
1.5	0.75	24	—	4014
2.2	1.5	24	28	
3.7	2.2	28	28	4016
5.5	3.7	32	—	
5.5	3.7	—	35	5014
7.5	5.5	32	—	4016
7.5	5.5	—	35	5014
11	7.5	42	42	5018
15	11	42	42	

VII

鍵, 銷, 栓

- VII-1 埋頭鍵
- VII-2 半圓鍵
- VII-3 滑鍵
- VII-4 角形栓槽軸
- VII-5 漸開線花銷
- VII-6 漸開線鋸齒
- VII-7 銷
- VII-8 栓
- VII-9 實例



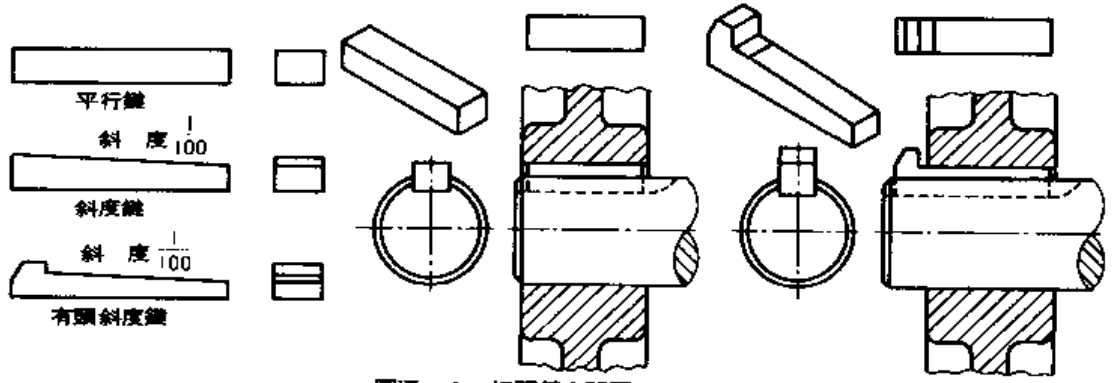
皮帶輪或齒輪等欲固定於軸的場合，普通都使用鑰(key)。又裝配鑰的槽溝則稱為鑰槽。表VII-1 所示為一般使用的鑰之種類。又埋頭鑰及鑰槽之形狀、尺寸依JIS B 1301而定。

表VII-1 鑰之種類及特長

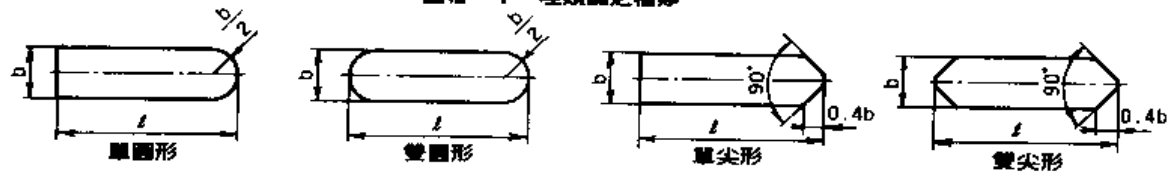
鑰之種類			特長
埋頭	打入	無頭	因軸上沒有鑰槽，殼與軸可緊密接合傳達與軸同等之回轉力。
	埋入	有頭	
平	鑰	—	軸的一部份被削為與鑰同寬之平槽，用於輕負荷時。
鞍形	鑰	—	軸上並無加工，靠軸與鑰之接觸之摩擦力來傳動力，使用於輕負荷的場合。
滑	鑰	—	用於殼與軸可一齊回轉，同時軸方向亦需要摺動的場合。
切線	鑰	—	用於軸之回轉固定於一方向或傳達大動力時。
半圓	鑰 (半月鑰)	(woodruff key)	鑰是半圓形板，軸上之鑰槽可以利用銑床簡易的切削成。 殼之鑰槽若有雜度亦能正確的固定之。

1. 埋頭鍵之形式

埋頭鍵之種類(圖VII-1)有平行鍵、斜度鍵、有頭斜度鍵等三種。鍵之端部形狀則以角形為多, 圖VII-2所示之形狀亦有。



圖VII-1 埋頭鍵之種類



圖VII-2 鍵端部之形狀

2. 鍵之材料及其抗拉強度 σ_B (kgf/mm²)

鍵使用之主要材料如表VII-2所示, 又印有“*”號者為JIS B 1301規定的一般使用之材料。

表VII-2 鍵之使用材料

JIS	名稱	記號	抗拉強度 下限 σ_B (kgf/mm ²)	σ_{ws} (kgf/mm ²)	
G 3123	磨光棒鋼(碳素鋼)	S20C-D*	41	14	
		S25C-D	45	15	
		S30C-D	48	16	
		S35C-D	52	17	
		S40C-D	55	18	
		S45C-D*	58	19	
G 3201	碳素鋼鍛鋼品	SF55*	55	16	
G 4051	機械構造用碳素鋼鋼材	正火化(N)	S35C*	52	17
			S40C	55	18
			S45C*	58	19
			S50C	62	20
		淬火回火(H)	S55C	66	21
			S45C	70	23
			S50C	75	23
			S55C	80	24
G 4104	鉻鋼鋼材	SCr5	100	33	

(註) σ_{ws} (kgf/mm²) 表示抗拉壓縮疲勞限度之下限值。

3. 鍵之容許反應力 σ_a, τ_a (kgf/mm²)

$$\sigma_a \approx 2 \cdot \tau_a = \frac{\xi_{1b} \cdot \xi_2}{f_m \cdot f_s \cdot \beta_a} \sigma_{wr}$$

ξ_{1b} : 尺寸效果係數

ξ_2 : 表面係數

f_m : 材料疲勞限度之安全係數

f_s : 使用應力之安全係數

β_a : 軸向荷重之切口係數

σ_{wr} : 抗拉壓縮疲勞限度下限 (kgf/mm²)

(參照表VII-2後決定其數值)

4. 軸傳達力矩T (mmkg)

$$T = \frac{716200 \cdot L}{n}$$

L : 傳達馬力 (PS)

n : 回轉速度 (r.p.m)

5. 軸外徑d (mm)

依照II章軸之設計求取之。

6. 鍵寬b (mm) · 高h (mm)

參照表VII-3 (JIS B1301) 設定埋頭鍵之寬度b與高度h。

表VII-3 配合軸徑之鍵寬b與高度h (JIS B 1301材料) 單位:mm

b × h	適應軸徑	b × h	適應軸徑	b × h	適應軸徑	b × h	適應軸徑
2 × 2	6 以下 8 以下	12 × 8	38 以下 44 以下	25 × 14	85 以下 95 以下	45 × 25	170 以下 200 以下
3 × 3	8 " 10 "	14 × 9	44 " 50 "	28 × 16	95 " 110 "	50 × 28	200 " 230 "
4 × 4	10 " 12 "	(15 × 10)	50 " 55 "	32 × 18	110 " 130 "	56 × 32	230 " 260 "
5 × 5	12 " 17 "	16 × 10	50 " 58 "	(35 × 22)	120 " 140 "	63 × 32	260 " 290 "
6 × 6	17 " 22 "	18 × 11	58 " 65 "	36 × 20	130 " 150 "	70 × 36	290 " 330 "
(7 × 7)	20 " 25 "	20 × 12	65 " 75 "	(38 × 24)	140 " 150 "	80 × 40	330 " 380 "
8 × 7	22 " 30 "	22 × 14	75 " 85 "	40 × 22	150 " 170 "	90 × 45	380 " 440 "
10 × 8	30 " 38 "	(24 × 16)	80 " 90 "	(42 × 26)	160 " 180 "	100 × 50	440 " 500 "

(註) ○ 附有括符者請儘量不要使用。

○ 此處所載適用之軸徑僅是一般用途的目標值、鍵之實際選擇應配合軸之力矩以決定鍵之尺寸與材料。

7. 鍵之長l (mm)

$$l = \frac{2T}{b(d-t_1)\tau_1}$$

$$l = \frac{2T}{t_2(d-t_1)\sigma_a}$$

由此二式求取l後，以較大值者為鍵之最小長度。

t₁ : 軸部之鍵槽深度 (mm)

t₂ : 殼部之鍵槽深度 (mm)

8. 鍵長之規格值l_s (mm)

參照JIS B 1301埋頭鍵及鍵槽，由下列中選擇。

- 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 250, 280, 320, 360, 400。

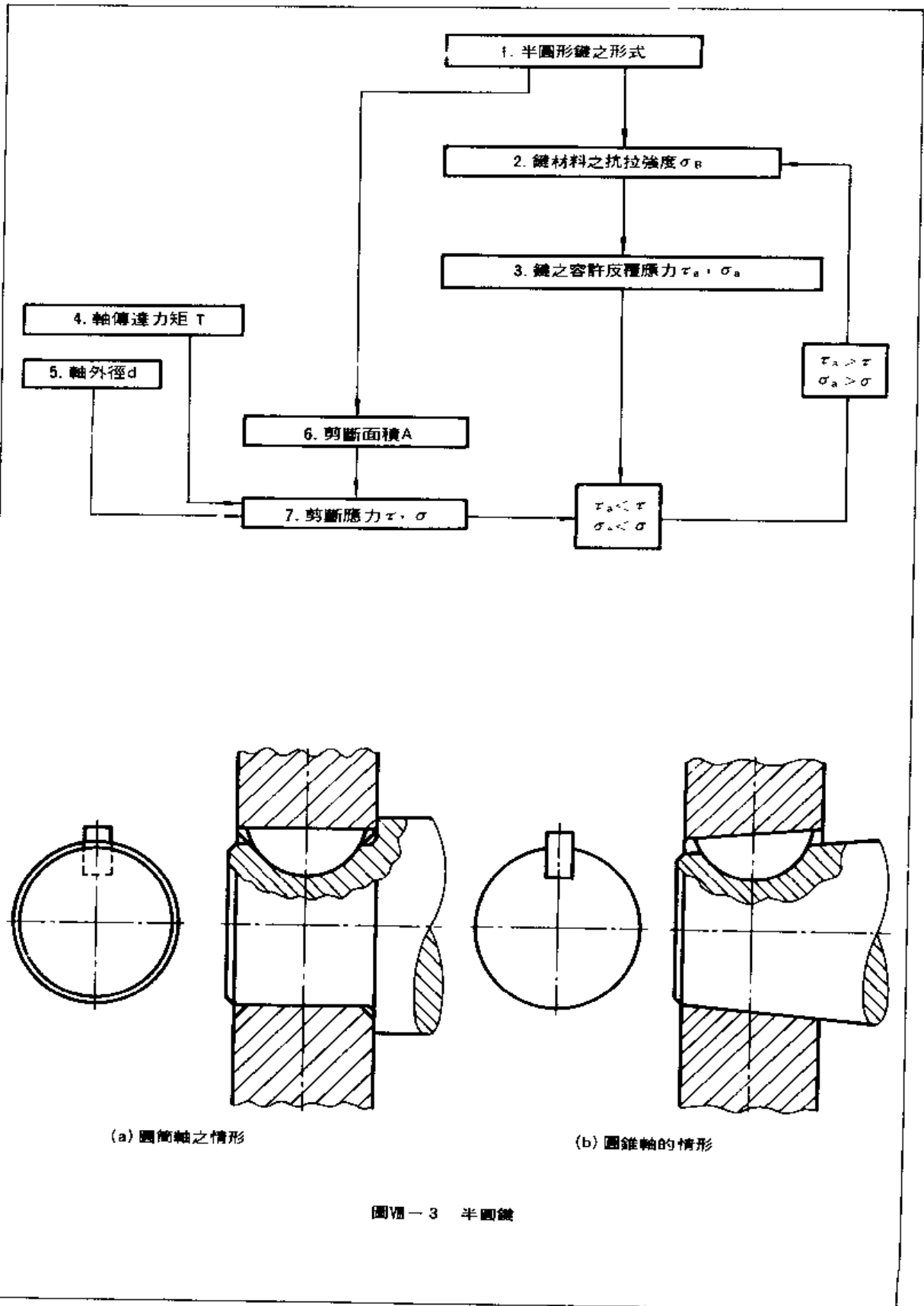
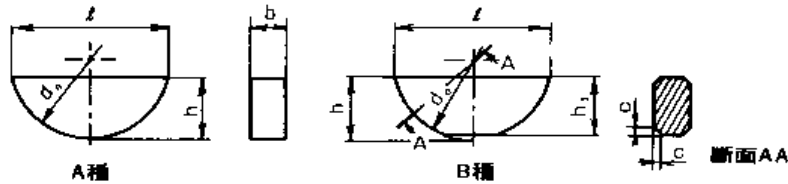


圖 3 半圓鍵

1. 半圓鍵之形式

半圓鍵(圖VII-3)之種類依JIS B 1302半圓鍵及鍵槽之規定,有圖VII-4所示A、B二種。



圖VII-4 半圓鍵之種類

2. 鍵之材料及其抗拉強度 σ_B (kgf/mm²)

參照VII-2 選擇鍵的材料。

3. 鍵之容許反覆應力 σ_a, τ_a (kgf/mm²)

$$\sigma_a = 2 \cdot \tau_a = \frac{\zeta_{1b} \cdot \zeta_2}{f_m \cdot f_s \cdot \beta_3} \sigma_{wz}$$

ζ_{1b} : 尺寸效果係數

f_m : 材料疲勞限度之安全係數

ζ_2 : 表面係數

f_s : 使用應力之安全係數

β_3 : 軸向荷重之切口係數

σ_{wz} : 雙振拉張壓縮疲勞限度下限(kgf/mm²)

4. 軸傳遞力矩T (mmkgf)

$$T = \frac{716200 \cdot L}{n}$$

L : 傳達馬力(PS)

n : 回轉速度(r.p.m)

5. 軸外徑d (mm)

依V章軸之設計決定之。

6. 半圓鍵之剪斷斷面積A (mm²) (表VII-4)

表VII-4 半圓鍵之剪斷斷面積(JIS B1302半圓鍵及鍵槽)

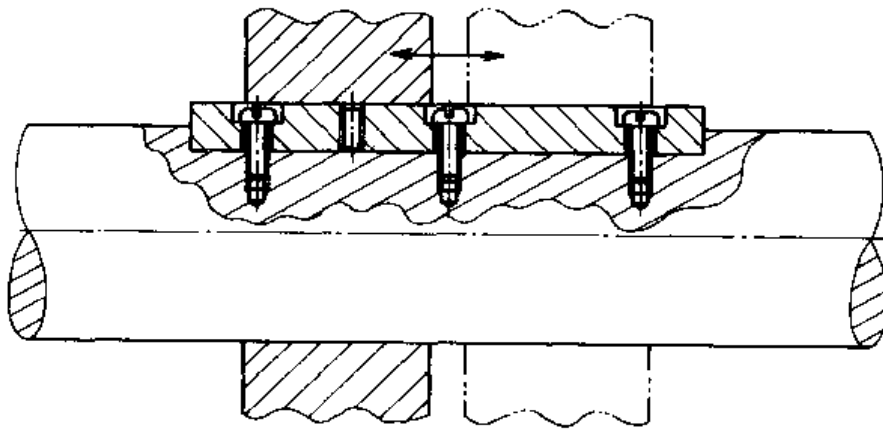
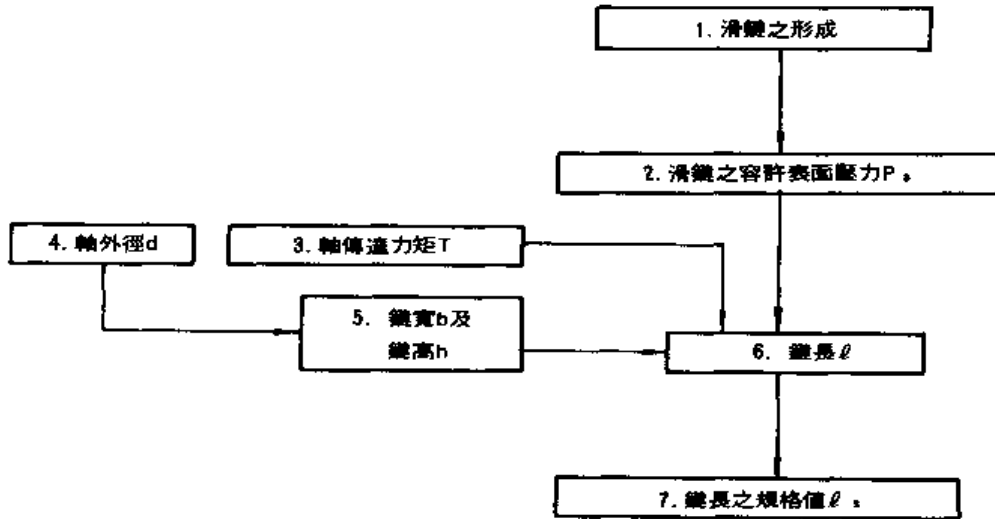
鍵之標稱尺寸 b×d _o	A (mm ²)	鍵之標稱尺寸 b×d _o	A (mm ²)	鍵之標稱尺寸 b×d _o	A (mm ²)	鍵之標稱尺寸 b×d _o	A (mm ²)	鍵之標稱尺寸 b×d _o	A (mm ²)
2.5×10	21	4×19	70	6×28	155	(7×38)	249	10×32	295
3×10	26	5×16	72	6×32	180	(7×45)	288	10×45	406
3×13	35	5×19	86	(7×22)	139	8×25	181	10×55	477
3×16	45	5×22	102	(7×25)	159	8×28	203	10×65	558
4×13	46	6×22	121	(7×28)	179	8×32	239	12×65	660
4×16	57	6×25	141	(7×32)	209	8×38	283	12×80	834

7. 施加於鍵上之剪斷應力 τ (kgf/mm²)、壓軸應力 σ (kgf/mm²)

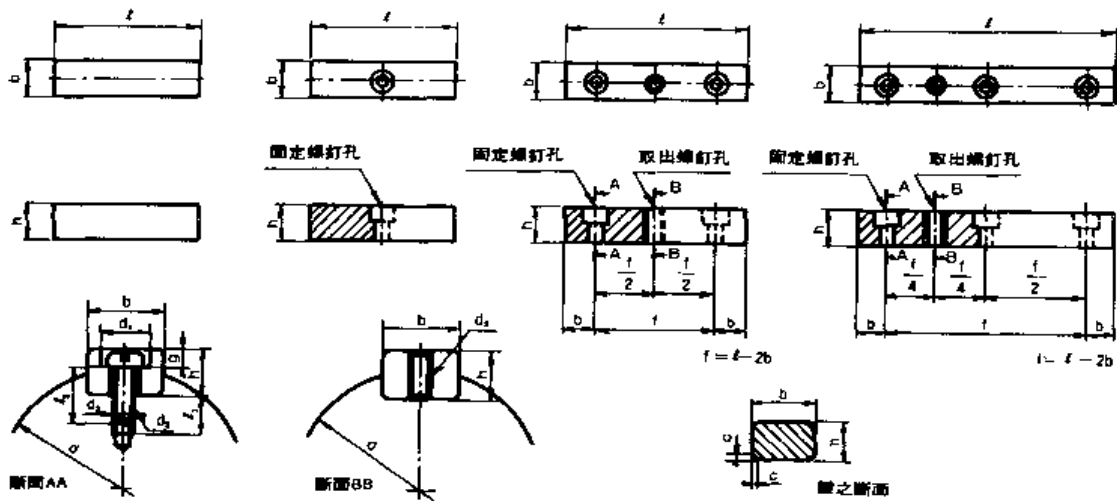
$$\tau = \frac{2T}{A(d-t_1)}$$

$$\sigma = \frac{2b \cdot T}{A \cdot t_2(d-t_1)}$$

b : 鍵寬(mm) , t₁ , t₂ : 軸部及殼部之鍵槽深(mm)



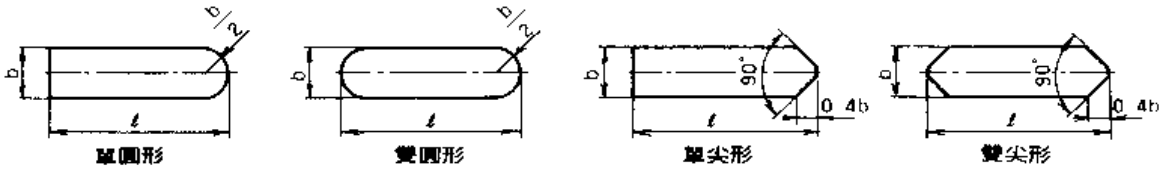
圖五 滑鑊



圖六 滑鑊之形狀

1. 滑鍵之形式

如圖Ⅷ-5所示，滑鍵是能在軸方向可以移動的一種鍵，其固定於軸或殼部，沒有斜度。圖Ⅷ-6所示為其形狀，圖Ⅷ-7則是鍵端部之形狀，唯鍵端形狀一般皆使用角形者。



圖Ⅷ-7 鍵端部之形狀

2. 滑鍵之容許表面壓力 P_s (kgf/mm²)

滑鍵之容許面壓可依表Ⅷ-5求得。

表Ⅷ-5 滑鍵之容許面壓

鍵之材質	殼或軸之材質	容許面壓 p_s (kgf/mm ²)	
		靜力矩	變動力矩 ²⁾
半硬鋼	鑄鐵	1~2	1
	鋼	1~2	1
熱處理鋼	熱處理鋼	4	2

3. 軸傳遞力矩 T (mmkgf)

$$T = \frac{716200 \cdot L}{n}$$

L : 傳達馬力 (PS)
 n : 回轉速度 (r. p. m)

4. 軸外徑 d (mm)

依II章軸之設計求取。

5. 鍵寬 b (mm) 及高度 h (mm)

參照JIS B1303 (滑鍵及鍵槽) 設定鍵寬 b 及高度 h 。

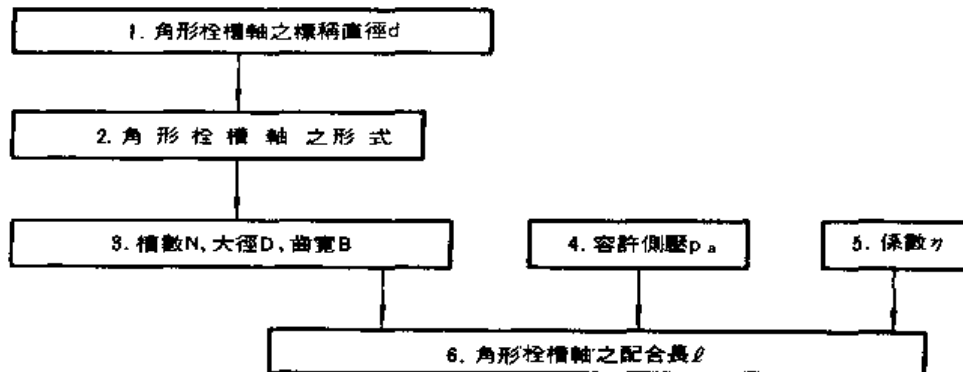
6. 滑鍵長 l (mm)

$$l = \frac{2T}{t_2(d-t_1)P_s}$$

t_1 : 軸部鍵槽深 (mm)
 t_2 : 殼部之鍵槽深 (mm)

7. 鍵長之規格值 l_s (mm)

參照JIS B1303 (滑鍵及鍵槽) 決定之。又如計算結果 $l > l_s$ 的場合則以使用花銷為宜。



1. 角形栓槽軸之標稱直徑 d (mm)

標稱徑 d 可使用II章軸之設計所示之尺寸。求栓槽軸齒根之切口係數時，可將其視為階梯形圓棒，栓槽軸齒之寬度 B 可當做細徑 d ，大徑 D 則當做 ∞ 亦是一方法。

2. 角形栓槽軸之形式

角形栓槽軸依其槽數分為6槽，8槽(圖VIII-8角形栓槽軸)及10槽等三種。形式則有1形及2形等2種，1形者用於輕負荷，2形者用於中負荷。

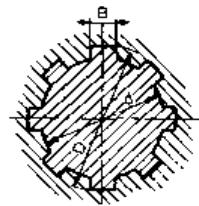
3. 槽數 N ，大徑 D (mm)，齒寬 B (mm)

參照JIS B 1501(角形栓槽軸)以決定其值。

4. 容許側壓 p_s (kgf/mm²)(表VIII-6)

表VIII-6 容許側壓

使用狀態	容許側壓 p_s (kgf/mm ²)
固定	3 ~ 15
無荷重之滑動	0.2 ~ 5.0
荷重狀態下之滑動	0.5 ~ 1.5



圖VIII-8 角形栓槽軸

5. 表示齒與軸接觸情況之係數 η (<1)(表VIII-7)

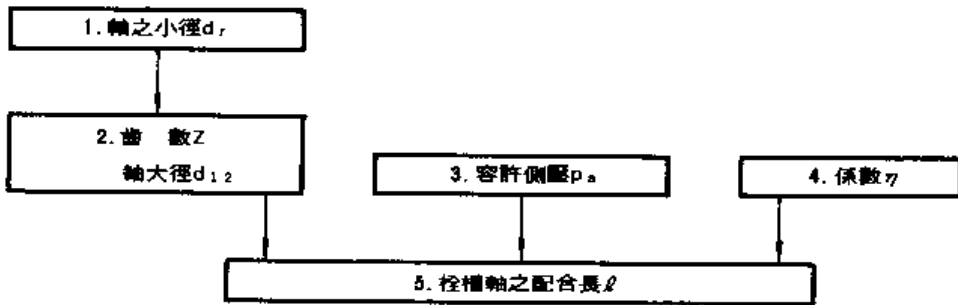
表VIII-7 表示齒與軸接觸情況之係數

齒之精加工法	軸之精加工法	係數
拉刀切削	滾齒切削研磨	$\eta > 0.9$
插床切削	銑削	$\eta > 0.3$

6. 角形栓槽軸之配合長 ℓ (mm)

$$\ell = \frac{T}{\eta \cdot N \cdot \frac{(D-d)}{2} \cdot \frac{(D+d)}{4} \cdot p_s}$$

T : 軸傳達力矩 (mmkgf)



主要用於汽車等之變速齒輪軸，工作母機等，特別是漸開線栓槽軸之配合精度較角形栓槽軸高很多，且其齒形在強度上是極理想的形狀，故被廣泛的使用。

1. 軸之小徑 d_r (mm)

軸之小徑 d_r 依II章軸之設計所示之尺寸加大15%使用之。

2. 齒數 Z ，軸大徑 $d_{1.2}$ (mm)

參照JIS D 2001(汽車用漸開線栓槽軸)以決定其值。

3. 容許側壓 p_a (kgf/mm²)

容許側壓 p_a 參照表Ⅴ-6求取。

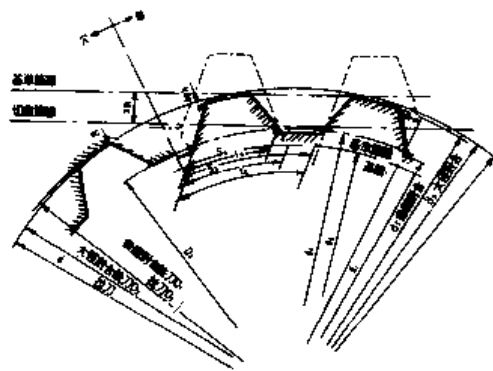
4. 表示齒與軸接觸情況之係數 η (< 1)

般與軸接觸情況之係數 η 可參照表Ⅴ-7求得。

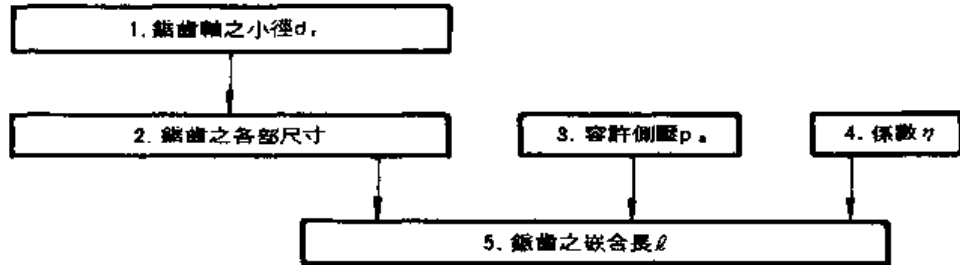
5. 漸開線栓槽軸之配合長 l (mm)

$$l = \frac{T}{\eta \cdot Z \cdot \frac{(d_{1.2} - d_r)}{2} \cdot \frac{(d_{1.2} + d_r)}{4} \cdot p_a}$$

T：軸傳達力矩 (mmkgf)



圖Ⅴ-9 漸開線栓槽軸(JIS D2001)



齒之高度較栓槽軸者低，相同軸徑之齒數多，故側壓強度大，較同徑之栓槽軸更能傳達大力矩。

1. 軸之小徑 d_s (mm)

依 II 章軸之設計計算軸徑 d ，並以較此軸徑大 15% 之值為鋸齒軸之小徑。

2. 漸開線鋸齒之各部尺寸

求模數 m 與齒數使其軸徑值儘可能接近計算求得之鋸齒軸小徑值，再參照 JIS B 1602 (漸開線鋸齒) 計算各部尺寸。

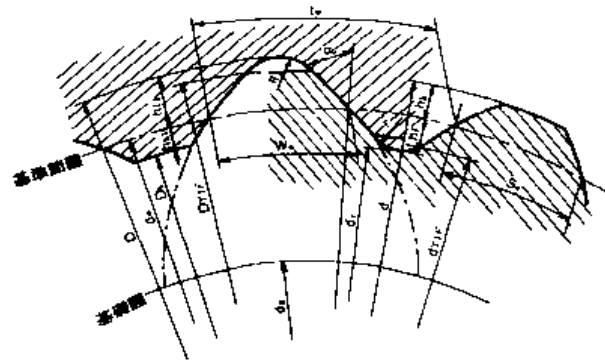


圖 VII-10 漸開線鋸齒 (JIS B 1602)

3. 容許側壓 p_s (kgf/mm²)

容許側壓 p_s 可參照表 VII-6 求得。

4. 表示齒與軸之接觸情況係數 η (< 1)

表示接觸情況之係數 η 可依表 VII-7 求得。

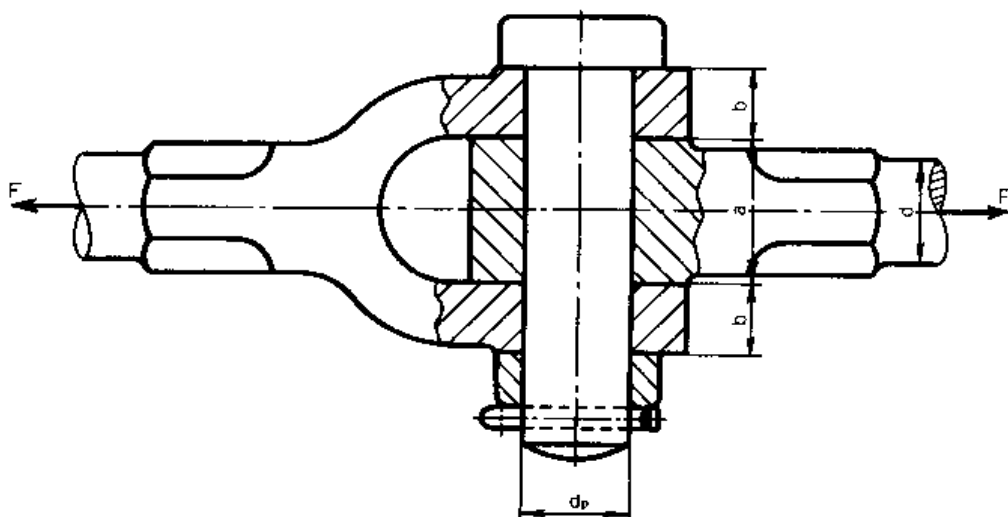
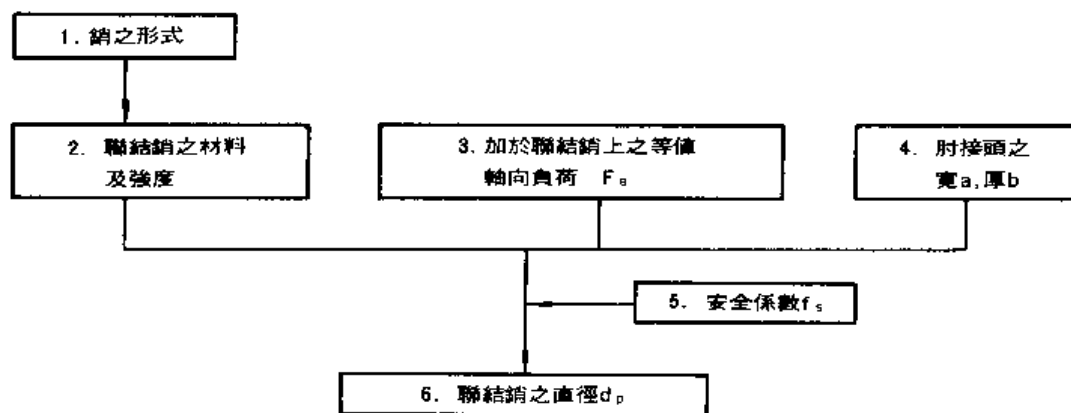
5. 漸開線鋸齒之嵌合長度 l

$$l = \frac{2.5T}{\eta \cdot Z^2 \cdot m^2 \cdot p_s}$$

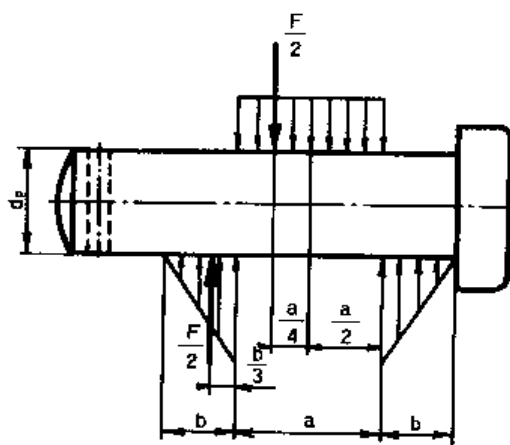
T : 軸傳達力矩 (mmkgf)

m : 模數 (mm)

Z : 齒數



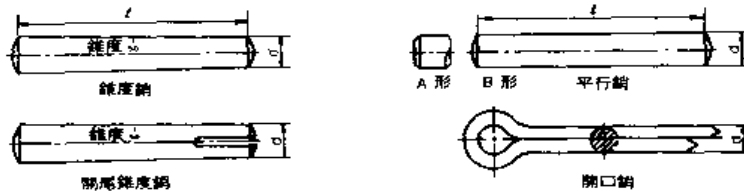
圖一11 肘接頭 (Knuckle Joint)



圖一12 聯結銷上之作用力

1. 銷之形式

軸與殼固定時在簡易且不使用大作用力處與其使用鍵不如使用如圖VII-13所示之銷, 由於工作容易, 因此經常被使用。



圖VII-13 銷之種類

此流程圖乃如圖VII-11(肘接頭)所示, 用來計算使用於肘接頭之聯結銷之強度。肘接頭(Knuckle Joint)乃是在兩支桿上鑽有圓孔, 圓孔中插入一支聯結銷之接頭, 其可視為一種栓接頭。唯其以聯結銷為中心, 桿可像腕臂一般搖動, 與普通之栓頭不同。被使用於構造物之拉張桿等場合。

2. 聯結銷之材料及其強度 σ_B (kgf/mm²) σ_s (kgf/mm²) σ_{wb} (kgf/mm²) σ_{wz} (kgf/mm²)

(表VII-8)

表VII-8 聯結銷之主要材料

- σ_B : 材料之抗拉強度下限(kgf/mm²)
- σ_s : 材料之抗拉降伏點下限(kgf/mm²)
- σ_{wb} : 材料之回轉彎曲疲勞限度下限(kgf/mm²)
- σ_{wz} : 材料之雙振拉張壓縮限度下限(kgf/mm²)

JIS規格 編號	名稱		JIS記號	σ_B	σ_s	σ_{wb}	σ_{wz}
G 4051	機械構造用 碳素鋼鋼材	正 常 化 N	S40C	55	33	21	18
			S45C	58	35	22	19
			S50C	62	37	22	20
			S55C	66	40	23	21
		淬 火 回 火 H	S40C	62	45	25	22
			S45C	70	50	27	23
			S50C	75	55	29	23
			S55C	80	60	31	24
G 4102	鍍 鉻 鋼	表面淬 硬鋼用	SNC21	80	60	28	26
			SNC22	100	80	35	33
G 4104	鉻 鋼 鋼 材		SCr4	95	80	35	33
			SCr5	100	85	35	33
		表面淬 硬鋼用	SCr21	80	-	28	26
			SCr22	85	-	30	28
G 4105	鉻 鎢 鋼 鋼 材	表面淬 硬鋼用	SCM21	85	-	30	28
			SCM22	95	-	33	31
			SCM23	100	-	35	33

3. 加於聯結銷上之軸向反覆負荷之等值靜軸向負荷 F_e (kgf)

$$F_e = F_m + K \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{ws}} \right) F_v$$

K : 疲勞限度之修正係數 ($K = f_m \cdot \beta_2 \times \frac{1}{\zeta_{1b} \cdot \zeta_2}$)

F_m : 平均軸向荷重 (kgf)

F_v : 反覆軸向荷重 (kgf)

f_m : 材料之疲勞限度之安全係數

β_2 : 切口係數

ζ_{1b} : 尺寸效果係數

ζ_2 : 表面係數

σ_s : 材料之抗拉降伏點下限 (kgf/mm²)

σ_{ws} : 材料之雙振抗拉壓縮疲勞限度下限 (kgf/mm²)

4. 肘接頭之寬 a (mm) 及厚 b (mm)

圖VIII-11所示之肘接頭之寬度 a 及厚度 b 為經驗尺寸，當軸徑假設為 d 時，可由 $a = 1.25d$ ， $b = 0.75d$ 求得。

5. 使用應力之安全係數 f_s

應力保證絕對不超過使用應力時， f_s 值可取為1.1，唯若亦承受頻度不多之過負荷或衝擊負荷的場合 f_s 值應取1.5~2.0。

6. 聯結銷之直徑 d_p (mm)

(A) $(a + 2b) / d_p < \frac{8}{5}$ 時 (因彎曲應力而引起之疲勞破壞發生的場合)

$$d_p = \sqrt{\frac{2 \cdot f_s \cdot F_e}{\pi \cdot \tau_s}}$$

τ_s : 剪斷降伏點下限 (kgf/mm²)

(B) $(a + 2b) / d_p > \frac{8}{5}$ 時 (因剪斷應力而引起之疲勞破壞發生的場合)

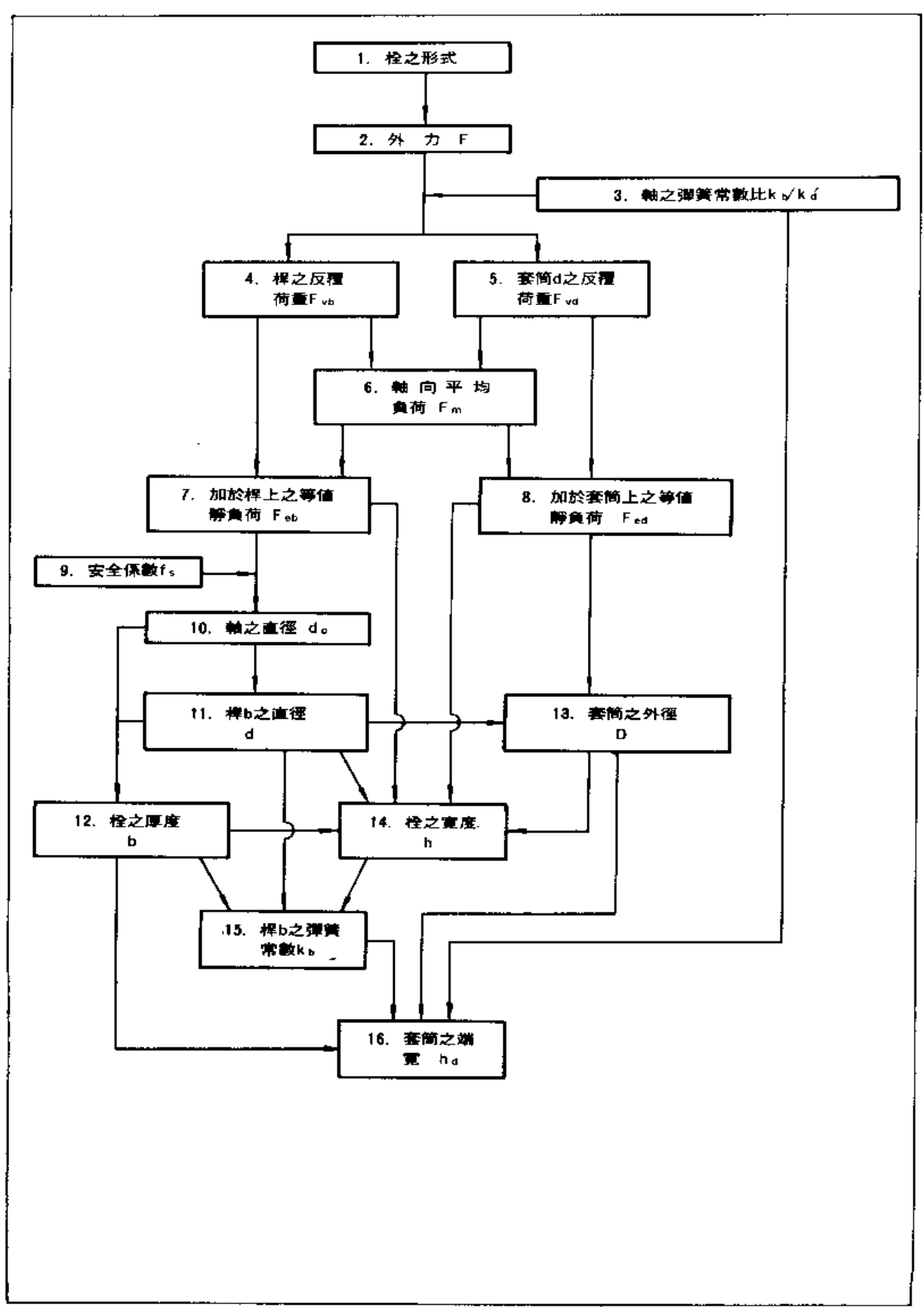
$$d_p = \sqrt[3]{\frac{4(3a + 4b) f_s \cdot F_e}{3\pi \cdot \sigma_s}}$$

σ_s : 材料之抗拉降伏點下限 (kgf/mm²)

a : 肘接頭寬 (mm)

b : 肘接頭之厚 (mm)

VII-8-1 流程圖

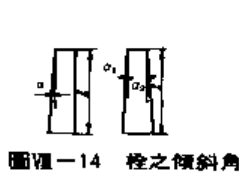


1. 栓之形式

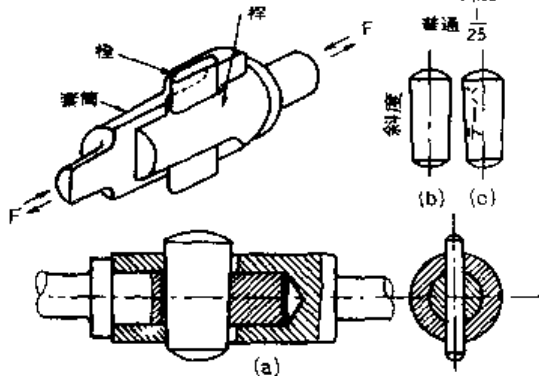
栓有單側傾斜和雙側傾斜兩種，一般由於單側傾斜者製作較易所以被廣泛使用。傾斜角 α 之大小，若於經常拆卸的場合取較大值(約 $5^\circ \sim 11^\circ$)，幾乎不用拆卸則取較小值($1^\circ \sim 3^\circ$)因此一般 $\tan \alpha$ 取 $\frac{1}{10} \sim \frac{1}{6}$ ，調整用栓 $\tan \alpha$ 則取 $\frac{1}{6} \sim \frac{1}{5}$ 。這時為了防止脫落可利用止鬆銷。又 $\frac{1}{6} \sim \frac{1}{5}$ 之較大傾斜則可再利用螺絲帽固定之。

圖VII-14所示為栓之傾斜角 α 。栓接頭除圖VII-15所示者外尚有使用兩個栓，或如圖VII-16所示在栓之一側或兩側置有扁栓片，或如圖VII-17所示使用螺絲螺帽來防止鬆動的各種栓接頭。

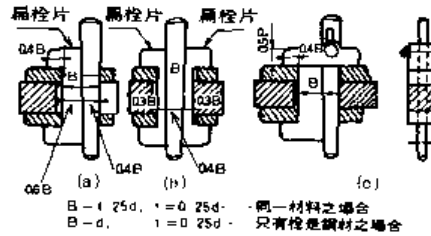
流程圖上所載的各尺寸記號如圖VII-18所示。



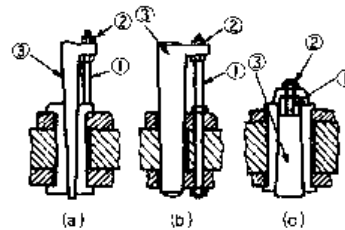
圖VII-14 栓之傾斜角



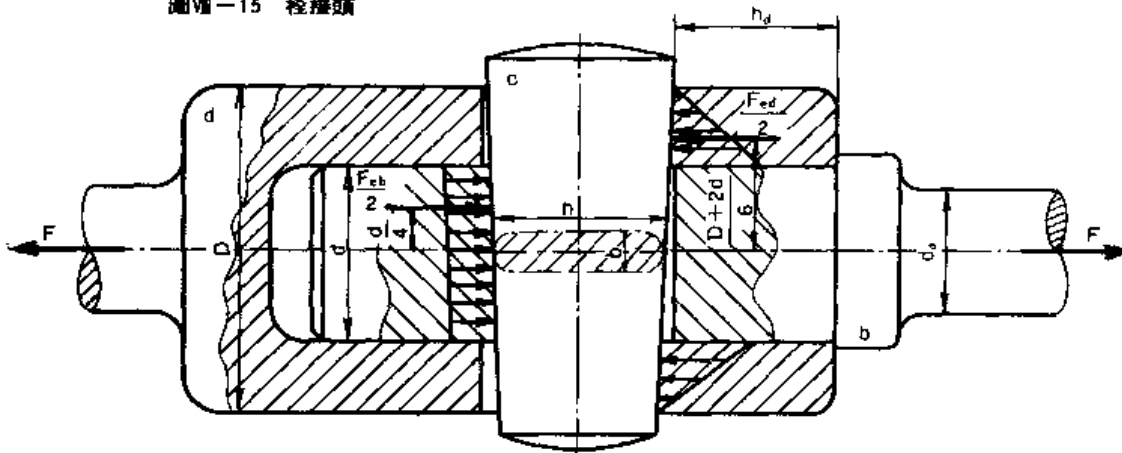
圖VII-15 栓接頭



圖VII-16 使用扁栓片之栓接頭

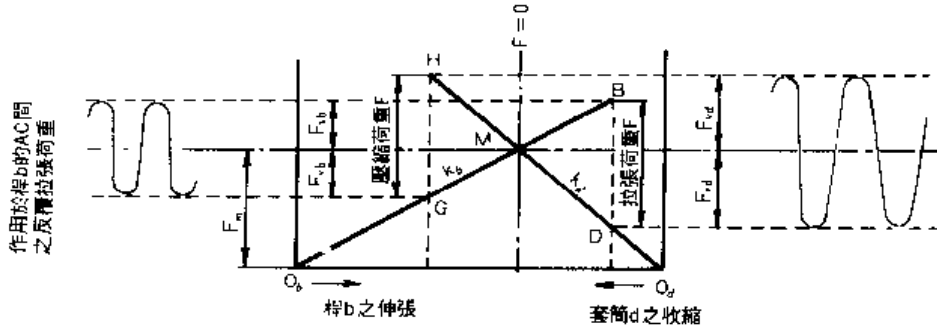


圖VII-17 使用止鬆件之栓接頭



圖VII-18 栓接頭上之作用力

2. 外力 F (kgf)



圖VII-19 作用於栓接頭上之軸向反覆荷重

3. 桿b的彈簧常數k_b和套筒d的彈簧常數k_d之比k_b/k_d

彈簧常數比k_b/k_d如圖VII-19所示O_bB的傾斜k_b與O_dA的傾斜k_d之比。按流程圖設計の場合首先設彈簧常數比k_b/k_d=1.0計算之。若栓之寬度h，套筒d之端部寬h_d不適於栓厚b，桿直徑b時，將彈簧常數比k_b/k_d稍作變化直至最適當值為止。

4. 加於桿b上之軸向反覆荷重F_{vb} (kgf)

$$F_{vb} = \frac{k_b}{k_b + k_d} \cdot F$$

k_b: 桿b之彈簧常數(kgf/mm)
k_d: 套筒d之彈簧常數(kgf/mm)

5. 加於套筒d之軸向反覆荷重F_{vd} (kgf)

$$F_{vd} = \frac{k_d}{k_b + k_d} \cdot F$$

6. 加於桿與套筒之軸向平均荷重F_m (kgf)

$$\left. \begin{aligned} F_m &= 1.25 F_{vb} \\ F_m &= 1.25 F_{vd} \end{aligned} \right\} \text{採用數值較大者。}$$

7. 加於桿b之等值靜軸向荷重F_{ev} (kgf)

$$F_{ev} = F_m + K \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{ws}} \right) F_{vb}$$

K : 疲勞限度之修正係數 ($K = \epsilon_m \cdot \beta_2 \times \frac{1}{\zeta_{1b} \cdot \zeta_2}$)

f_m : 疲勞限度之安全係數

β₂ : 切口係數 σ : 材料之抗拉降伏應力下限(kgf/mm²)

ζ_{1b} : 尺寸效果係數 σ_{ws} : 材料之雙振抗拉壓縮疲勞限度下限(kgf/mm²)

ζ₂ : 表面係數

8. 加於套筒d之等值靜軸向荷重F_{ed} (kgf)

$$F_{ed} = F_m + K \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{wz}} \right) F_{eb}$$

K : 疲勞限度之修正係數 ($K = f_m \beta_z \times \frac{1}{\zeta_{1b} \zeta_2}$)

f_m : 疲勞限度之安全係數

β_z : 切口係數 σ_s : 材料之抗拉降伏應力下限 (kgf/mm²)

ζ_{1b} : 尺寸效果係數 σ_{wz} : 材料之變振抗拉壓縮疲勞限度 (kgf/mm²)

ζ₂ : 表面係數

9. 使用應力之安全係數f_s

保證使用應力絕對不會過大的場合取f_s值為1.1。若可能承受頻率不多的過負荷或衝擊負荷時f_s值則取1.5~2.0。

10. 軸之直徑d₀ (mm)

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{4f_s}{\pi \cdot \sigma_s} F_{eb}}$$

σ_s : 軸材之抗拉降伏應力下限 (kgf/mm²)

F_{eb} : 加於桿上之等值靜軸向荷重 (kgf)

11. 桿b之直徑d (mm)

$$d = \sqrt{2} \cdot d_0$$

12. 栓之厚度b (mm)

$$b = \frac{\pi}{4} d \left(1 - \frac{d_0^2}{d^2} \right)$$

13. 套筒之直徑D (mm)

$$D = d + \frac{f_s \cdot F_{ed}}{h \sigma_s}$$

14. 栓之寬度h (mm)

(A) d/b ≥ 1.6 時

$$h = \sqrt{\frac{3f_s}{2b \cdot \sigma_s} \left\{ \frac{(D+2d)}{3} F_{ed} - \frac{d}{2} F_{eb} \right\}}$$

(B) d/b < 1.6 時

$$h = \frac{f_s \cdot F_{eb} \cdot d}{2b \tau_s} \quad \tau_s : \text{材料之剪斷降伏應力下限 (kgf/mm}^2\text{)}$$

15. 桿b之彈簧常數k_b (kgf/mm)

$$k_b = \frac{E_b \left(\frac{\pi}{4} d^2 - b d \right)}{h}$$

E_b : 桿之縱彈性係數 (kgf/mm²)

16. 套筒d之端部寬h_d (mm)

$$h_d = \frac{E_d \cdot b (D - d)}{k_d}$$

E_d : 套筒d之縱彈性係數 (kgf/mm²)

k_d : 套筒d之彈簧常數

$$\left(k_d = \frac{k_b}{\text{彈簧常數比 } k_d/d_b} \right)$$

在此以 II-4 軸之實例為基準設計計算之。

1. 埋頭鍵之形式

由圖 II-9 所示各軸之機構及圖 II-10 輸入軸，選用平行鍵且端部形狀為雙圓形。

2. 鍵之材料

由表 VII-2 設 S45C-D， $\sigma_{wz}=19(\text{kgf/mm}^2)$

3. 鍵之容許反覆應力 σ_a, τ_a

設 $\zeta_{1k}=0.98, \zeta_2=0.93, f_m=1.2, f_a=2, \beta_1=1$ 。

$$\sigma_a = \tau \cdot \tau_a = \frac{\zeta_{1k} \cdot \zeta_2}{f_m \cdot f_a \cdot \beta_1} \cdot \sigma_{wz} = \frac{0.98 \times 0.93}{1.2 \times 2 \times 1} \times 19 = 7.22 (\text{kgf/mm}^2)$$

$$\text{故 } \tau_a = 3.61 (\text{kgf/mm}^2)$$

4. 傳達力矩 T

$$T = 2470.8 (\text{mmkgf})$$

5. 軸外徑 d

$$d = 30 (\text{mm})$$

6. 鍵寬 b，高 h

由表 VII-3 設 $b=8 (\text{mm}), h=7 (\text{mm})$

7. 鍵長 ℓ

軸部之鍵槽深 $t_1=4.0 (\text{mm})$ ，穀部之鍵槽深 $t_2=3.3 (\text{mm})$

$$\ell = \frac{2T}{b(d-t_1)\tau_a} = \frac{2 \times 2470.8}{8 \times (30-4.0) \times 3.61} = 6.581 \approx 7 (\text{mm})$$

$$\ell = \frac{2T}{t_2(d-t_1)\sigma_a} = \frac{2 \times 2470.8}{3.3 \times (30-4.0) \times 7.22} = 7.977 \approx 8 (\text{mm})$$

故，若鍵長 $\ell=8 (\text{mm})$ 則可。

在此以II-4軸之實例為基準設計計算之

1. 角形栓槽軸之標稱徑d

2. 角形栓槽軸之形式

由表VIII-9設形式為2形，標稱徑 $d=18(\text{mm})$ 。

3. 槽數N, 大徑D, 齒寬B

由表VIII-9設 $N=6$ ，大徑 $D=22(\text{mm})$ ，寬 $B=5(\text{mm})$ 。

4. 容許側壓 P_a

(由表VIII-6, $P_a=6(\text{kgf}/\text{mm}^2)$)

5. 齒與軸之接觸情況係數 η

由表VIII-7知齒之精加工為插床加工，軸之精加工為銑削加工所以設

$\eta=0.3$ 。

6. 角形栓槽軸之配合長度 l

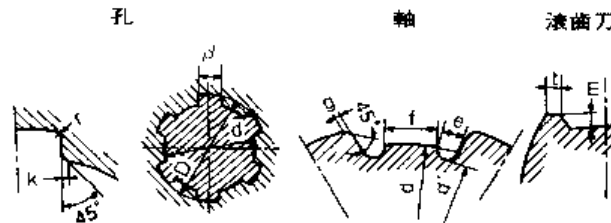
$$l = \frac{T}{\eta \cdot N \cdot \left(\frac{D-d}{2} \right) \cdot \left(\frac{D+d}{4} \right) \cdot P_a} = \frac{2470.8}{0.3 \times 6 \times \frac{(22-18)}{2} \times \frac{(22+18)}{4} \times 6} = 11.4 (\text{mm})$$

故 $l \geq 11.4(\text{mm})$ 則可。

表VII-9 角形栓槽軸(取自JIS B 1601)

詳細(1形・輕荷重用)①

(其1)



(單位 mm)

標稱徑 d	槽數 N	小徑 d	大徑 D	幅 B	g (最小)	k' (最大)	r ⁽¹⁾ (最大)	參 考							
								面積 ⁽²⁾ S ₀ (mm ²)	滾齒切削の場合			滾齒刀			
									d' (最小)	e (最大)	f (最大)	t	m		
23	6	23	26	6	0.3	0.3	0.2	6.6	22.0	1.3	3.4	0.7	0.5		
26		26	30					9.5	24.4	1.9	3.8				
28		28	32	9.6				26.6	1.8	4.0					
32		32	36					30.6		5.1					
36		36	40	9.5				34.6	7.2						
42		42	46	9.6				40.8	1.6	8.7	0.6				
46		46	50	9.7			44.8	1.5	9.0						
52		52	58	14			0.4	0.4	0.4	15.1	50.2	2.4	8.2	1.0	0.9
56		56	62							14.9	54.2	2.5	10.2		
62		62	68	15.0						60.2	2.4	11.5			
72		72	78	14.9						70.2		14.9			
82		82	88	80.4						2.2	18.3	0.8			
92	92	98	14.8	90.4	2.1	21.8									

〔註〕(1) r 值依倒角情況可以變更。

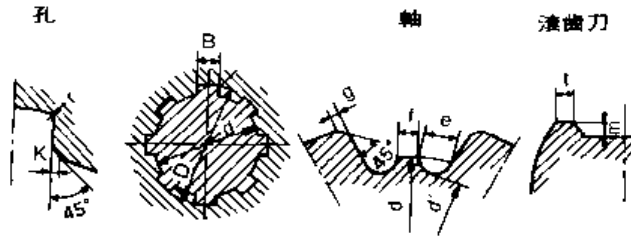
(2) S₀ 者表示栓槽軸每1mm單位長齒面之受壓面積。

〔備考〕 1. 軸之齒面，必須保持平行直至與小徑d所描圓弧之交點為止。

2. 軸非以滾齒刀加工の場合，d', e, f 值沒有限制。

表VII-9 角形槽軸之詳細尺寸標註法(2形, 中荷重用) ②

(共2)



(單位 mm)

標稱徑 d	槽數 N	小徑 d	大徑 D	幅 B	g (最小)	k (最大)	r ⁽¹⁾ (最大)	參 考									
								面積 ⁽²⁾ S ₀ (mm ²)	滾齒切削の場合			滾齒刀					
									d' (最小)	e (最大)	f (最大)	t	m				
11	6	11	14	3	0.3	0.3	0.2	6.6	9.8	1.7	-	0.5	0.6				
13		13	16	3.5					11.8	1.6							
16		16	20	4				0.4	0.4	0.3	9.6	14.4	2.2	1.2	0.7	0.8	
18		18	22	5							9.7	16.6	2.0				0.4
21		21	25								9.5	19.4	2.1				1.9
23		23	28	6							12.7	21.2	2.4				1.0
26		26	32		14.6	23.6	3.2										
28		28	34	7	0.5	0.5	0.5	14.8	25.8	3.1	1.4	1.0	1.1				
32		32	38	8				14.8	29.8	2.9	2.8						
36		36	42					14.6	33.6	3.0	4.8						
42		42	48	10				14.8	39.8	2.8	6.3						
46		46	54	12	0.5	0.5	0.5	20.2	43.2	3.7	4.5	1.3	1.4				
52		52	60	14				20.4	49.2	3.5	6.0						
56		56	65					16	23.2	53.4	4.3	6.6	1.6	1.3			
62		62	72	26.4					58.8	4.6	7.1						
72		72	82	18	26.3	68.6	4.7	10.1	2.0	1.7							
82	82	92	20	78.8							4.6	13.5					
92	92	102	22	26.2	88.8	4.5	17.0	2.0	1.6								

〔註〕(1) r值依倒角情況可以變更。

(2) S₀者表示槽軸每1mm單位長之齒面之受壓面積。

〔備考〕 1. 軸之齒面必須保持平行直至與小徑d所描圓弧之交點為止。

2. 軸非以滾齒刀加工の場合・d'・e・f值沒有限制。

IX

皮帶輪·鏈輪及摩擦輪傳動裝置

IX-1 平皮帶輪

IX-2 V皮帶輪

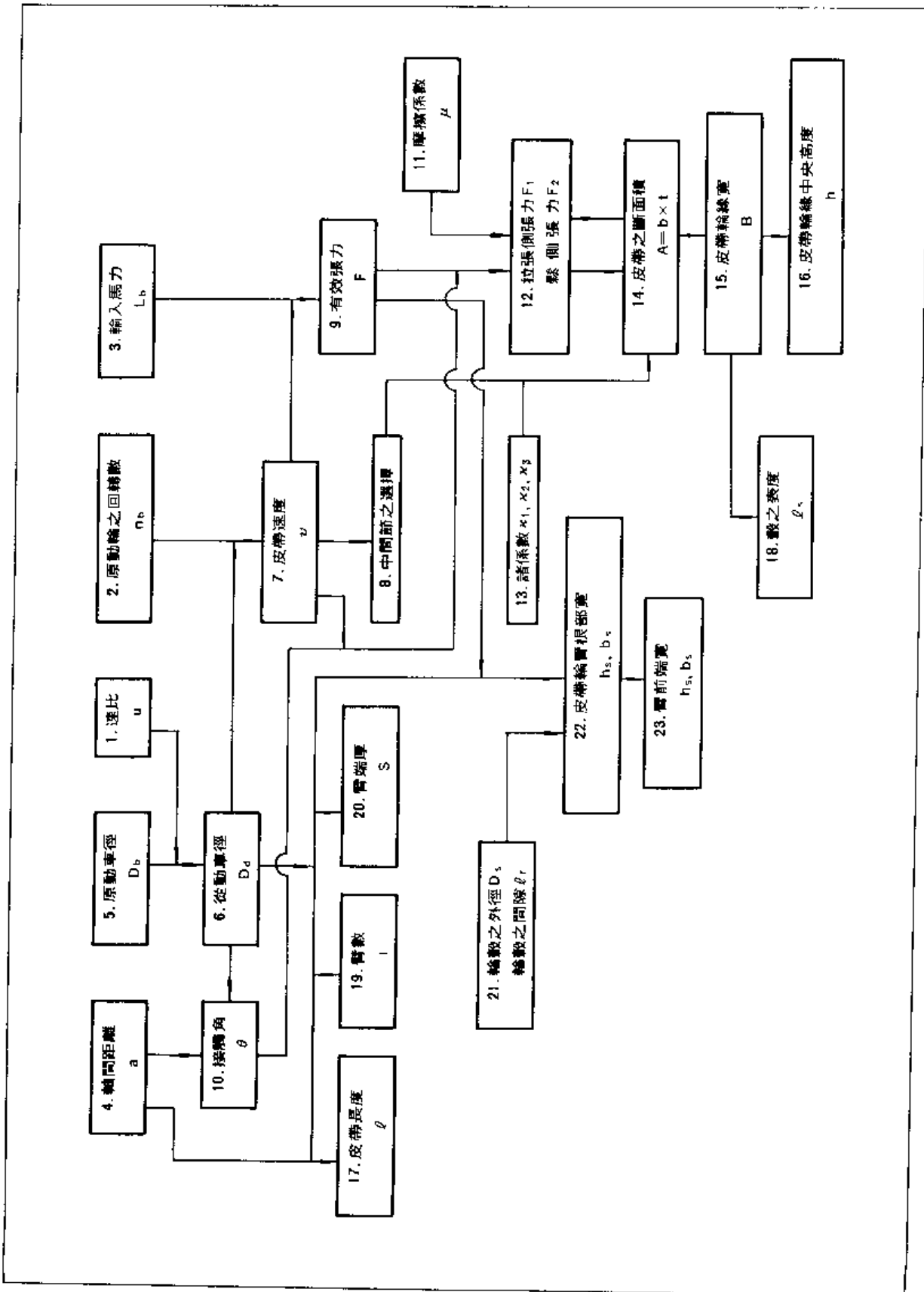
IX-3 鏈條傳動

IX-4 有齒皮帶傳動

IX-5 圓筒·有槽摩擦輪

IX-6 圓錐形摩擦輪

IX-7 實例



1. 原動軸與從動軸之回轉速比 u

$$u = \frac{n_b \cdot D_b}{n_d \cdot D_d}$$

n_b : 原動輪之回轉數(r.p.m)

n_d : 從動輪之回轉數(r.p.m)

D_{pb} : 原動輪節圓直徑(mm)

D_{pd} : 從動輪節圓直徑(mm)

2. 原動輪之回轉數 n_b (r.p.m)

與原動機直接連接者其回轉數，即是原動輪之轉數，若中間介入(加入)減速機者，則原動機之回轉速乘以減速機之速比即是原動輪之回轉數。換言之，原動輪之回轉數就是原動軸的輸入回轉數。

3. 原動軸之輸入馬力 L_b (PS)

$$L_r = \eta_b \cdot \eta_c \cdot L_b = \eta_b \cdot \eta_c \cdot L_b = \frac{L_d}{\eta_c \cdot \eta_d} = \frac{L_d}{\eta_c \cdot \eta_d}$$

$$L_b = \frac{L_d}{\eta_b \cdot \eta_c \cdot \eta_d}$$

在此

L_c : 中間節C之傳達馬力(PS)

L_d : 從動軸d之輸出(PS)

η_b : 原動軸軸承之傳達效率

$$\eta_b = \eta_{bI} \cdot \eta_{bII}$$

$\eta_{bI, II}$: 軸承b I, b II之傳達效率

η_c : 中間節(皮帶C)之傳達效率

$$\eta_c = \eta_{bc} \cdot \eta_{cd} = 0.96 \text{ (皮質平皮帶)}$$

η_{bc} : 皮帶輪b與皮帶C間之傳達效率

η_{cd} : 皮帶C與皮帶輪d間之傳達效率

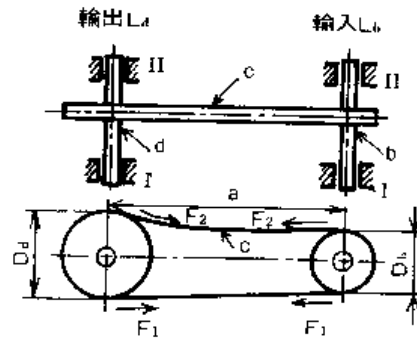
$$\text{(一般 } \eta_{bc} = \eta_{cd} \text{)}$$

η_d 從動軸軸承之傳達效率

$$\eta_d = \eta_{dI} \cdot \eta_{dII}$$

$\eta_{dI, II}$: 軸承d I, d II之傳達效率

以上之傳達效率 η 請參照表IX-1。



圖IX-1 皮帶傳動形式

表IX-1 各種軸承效率 η

軸承種類	個數	軸承效率 η
滑動軸承	1	0.98
	2	$0.98^2 = 0.96$
滾珠軸承	1	0.995
	2	$0.995^2 = 0.99$
圓錐滾子軸承	1	0.995
	2	$0.995^2 = 0.99$

4. 軸間距離a (mm)

參照圖IX-1 皮帶傳動形式。軸間距離依設計物之大小來限制之。

5. 原動輪徑 D_b (mm)

參照圖IX-1 皮帶傳動形式。原動輪徑 D_b 與JIS C4211低壓三相鼠籠形誘導式電動機(一般用E級)之尺寸間關係也有所規定,請參照之。

6. 從動輪徑 D_d (mm)

$$D_d = \frac{D_b}{u} \quad u: \text{原動輪與從動輪之回轉速比}$$

7. 中間節C之速度 v (m/sec)

$$v = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_b}{1000 \times 60} = \frac{\pi \cdot D_d \cdot n_d}{1000 \times 60}$$

在此

n_b : 原動輪b之回轉數(r.p.m)

n_d : 從動輪d之回轉數(r.p.m)

依材料而定之皮帶輪之容許周速度,請參照表IX-2。

表IX-2 皮帶輪之容許周速度

皮帶輪之種類	容許周速度 v_{AL} (m/sec)
鑄鐵製	20
輕合金製	30
鐵板製	30
木製	30
鐵心木製	40
紙製	40~50

8. 中間節C之材質之選擇

當 $v_{MAX} > v$ 時應選擇適當皮帶之材質,如表IX-3所示。另請參考表IX-2及JIS K6501(工業用皮質平皮帶)。

表IX-3 各種皮帶之性能(JIS K6321)

皮帶之材質	布層1枚・幅10mm		容許抗拉 應力 σ_s (kgf/mm ²)	比重 γ (g/mm ³)	最高使用速度 v_{MAX} (m/sec)
	抗拉強度 (kgf)	以下之荷重(kgf) F 伸張度應在20%以下			
橡膠布皮帶 (特種 1種 2種 3種)	65以上	60	0.32	1.2	30
	55以上	50	0.275	1.2	27
	50以上	45	0.25	1.2	26
	45以上	40	0.225	1.2	25
麻皮帶			0.40	0.6	47
木綿織物皮帶			0.225	0.6	35
有木綿織之皮帶			0.175	0.6	31

9. 皮帶之有效張力 F (kg)

$$F = \frac{75 \cdot L_c}{v}$$

在此 v : 中間節之周速度 (m/sec) L_c : 中間節之傳達馬力 (PS)10. 皮帶接觸角 θ (rad)

$$\theta = \pi \pm 2 \sin^{-1} \frac{D_a \pm D_b}{2a} \quad (\text{複合同順})$$

在此 a : 軸間距離 (mm) D_a : 從動輪徑 (mm) D_b : 原動輪徑 (mm)

上符號 (+) 為交叉式掛法, 下符號 (-) 為平行式掛法。

11. 皮帶 C 與皮帶輪 b, d 間之摩擦係數 μ 依皮帶種類和皮帶輪緣表面之狀態而定之摩擦係數 μ 如表 IX-4 所示。先以 $\omega = 0$ 計算之, 待構成要素 14 皮帶之斷面積中所載之皮帶斷面積 A 算出後, 再度計算之。表 IX-4 皮帶輪之摩擦係數 μ

皮帶種類	皮帶輪緣之表面狀態						
	鑄鐵及鋼	木	紙	濕鑄鐵	有滑脂之鑄鐵	沾油之鑄鐵	橡膠或衣屑張皮者
單寧鞣皮帶	0.25	0.30	0.35	0.20	0.15	0.12	0.40
鉻鞣皮帶	0.40	0.45	0.50	0.35	0.25	0.20	0.48
橡膠皮帶	0.30	0.32	0.35	0.18	—	—	0.42
木綿皮帶	0.21	0.24	0.26	0.15	0.12	0.10	0.30
毛皮帶	0.35	0.40	0.45	0.25	0.20	0.15	0.45

12. 皮帶拉張側張力 F_1 (kgf), 鬆弛側張力 F_2 (kgf)

$$F_1 = F \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} + \frac{\omega}{g} v^2$$

在此

 ω : 每單位長度皮帶材質之重量 (g/mm)

$$\omega = A \cdot \gamma$$

 A = 皮帶材斷面積 (mm²)

$$F_2 = F \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1} + \frac{\omega}{g} v^2$$

 γ : 皮帶材比重量 (g/mm³)上式之第2項在 $v > 10$ m/s 時應考慮離心力 $v \leq 10$ m/s 時不考慮, 則 g : 重力加速度 (m/sec²)

$$F_1 = F \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$$

$$F_2 = F \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1}$$

先以 $\omega = 0$ 計算之待構成要素 14 皮帶之斷面積中所載之皮帶斷面積 A 算出後, 再度計算之。

13. 諸係數 $\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3$ (1) 接頭係數 κ_1

依接頭種類而變的接頭係數如表 IX-5 所示。

表 IX-5 皮帶之接頭係數 κ_1

接 頭 之 種 類	接頭係數 κ_1
黏 膠 接 合	0.8 ~ 0.9
鋼 絲 接 合	0.85 ~ 0.9
織 皮 接 合	約 0.5
螺 齒 接 合	0.3 ~ 0.65

(2) 皮帶輪 b, d 直徑之修正係數 κ_2 (表 IX-6)表 IX-6 皮帶輪直徑之修正係數 κ_2

皮帶輪直徑 D (mm)	修正係數 κ_2
100 以下	0.5
100 ~ 200	0.6
200 ~ 300	0.7
300 ~ 400	0.8
400 ~ 750	0.9
750 以上	1.0

(3) 運轉狀態之修正係數 κ_3

主要的運轉狀態之修正係數如表 IX-7 所示。

表 IX-7 運轉狀態之修正係數 κ_3

運 轉 狀 態	修正係數 κ_3
平滑的運轉(送風機, 小形渦流泵浦)	1.0
輕振動(傳動軸, 小形泵浦)	0.9
多少有衝擊 (大形空氣壓縮機) (製粉機)	0.8
有大衝擊者(粉碎機, 採掘機)	0.7
垂 直 運 轉	0.8
有油氣, 濕氣, 塵埃的場所	0.75

14. 皮帶之斷面積 A (mm²)

$$A \geq \frac{F_1}{\kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3 \cdot \sigma_a} = b \times t$$

σ_a : 皮帶之容許抗拉應力 (kgf/mm²) (表 IX-3)

F_1 : 皮帶之拉張側張力 (kgf)

b : 皮帶寬 (mm)

t : 皮帶厚 (mm)

15. 皮帶輪緣之寬度 B (mm) (圖IX-2)

$$B = 1.1b + 10 \quad (\text{平行掛法})$$

$$B = 2b \quad (\text{交叉掛法})$$

b : 皮帶寬 (mm)

16. 皮帶輪緣中央之高度 h (mm)

$$\text{由 } h = \left(\frac{1}{50} \sim \frac{1}{100} \right) \cdot B$$

求得

17. 皮帶之長度 ℓ (mm)

$$\ell = 2a + \frac{\pi}{2} (D_b + D_d) + \frac{(D_d - D_b)^2}{4a}$$

a : 軸間距離 (mm)

D_b : 原動輪外徑 (mm)

D_d : 從動輪外徑 (mm)

上符號 (+) 為交叉式捲掛法，下符號 (-) 為平行式捲掛法。

18. 輪殼長度 ℓ_s (mm)

$$\ell_s = B \quad (\text{一般}) \quad d : \text{軸徑 (由 II 章軸設計)}$$

$$\ell_s = (1.2 \sim 1.5)d \quad (B \text{ 大時})$$

19. 臂數 i

D_b : 原動輪外徑 (mm) D_d : 從動輪外徑 (mm)

i_b : 原動輪之臂數

i_d : 從動輪之臂數

$$i_b i_d = \left(\frac{1}{7} \sim \frac{1}{8} \right) \sqrt{D_b \cdot d}$$

唯皮帶輪直徑 180 (mm) 以下的場合，不需設臂而以厚度 6~8 (mm) 之平板，其中開 4~5 個孔代替之。

20. 皮帶輪緣端之厚度 S (mm)

$$S_{b,d} = \frac{D_{b,d}}{200} + 3 \quad (\text{平面}), \quad S_{b,d} = \frac{D_{b,d}}{300} + 2 \quad (\text{中高})$$

21. 輪殼外徑 D_s (mm)，輪殼間隙 ℓ_r (mm)

$$D_{s,b,d} = 1.8d_{b,d} + 12 \quad \ell_{r,b,d} = (0.4 \sim 0.5)d_{b,d}$$

$d_{b,d}$: 原·從動輪之軸徑 (mm) (由 II 章，軸設計)

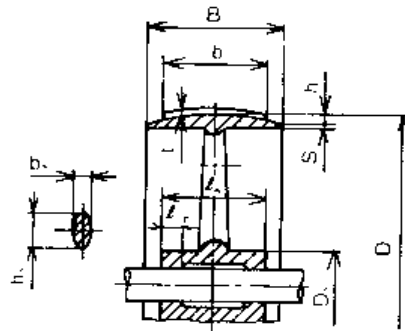
22. 皮帶輪臂之根部寬 h_s (mm)， b_s (mm)

$$h_{s,b,d} = 2 b_{s,b,d} = 3 \sqrt[3]{\frac{F \cdot (D_{b,d} - D_{s,b,d})}{\sigma_s}}$$

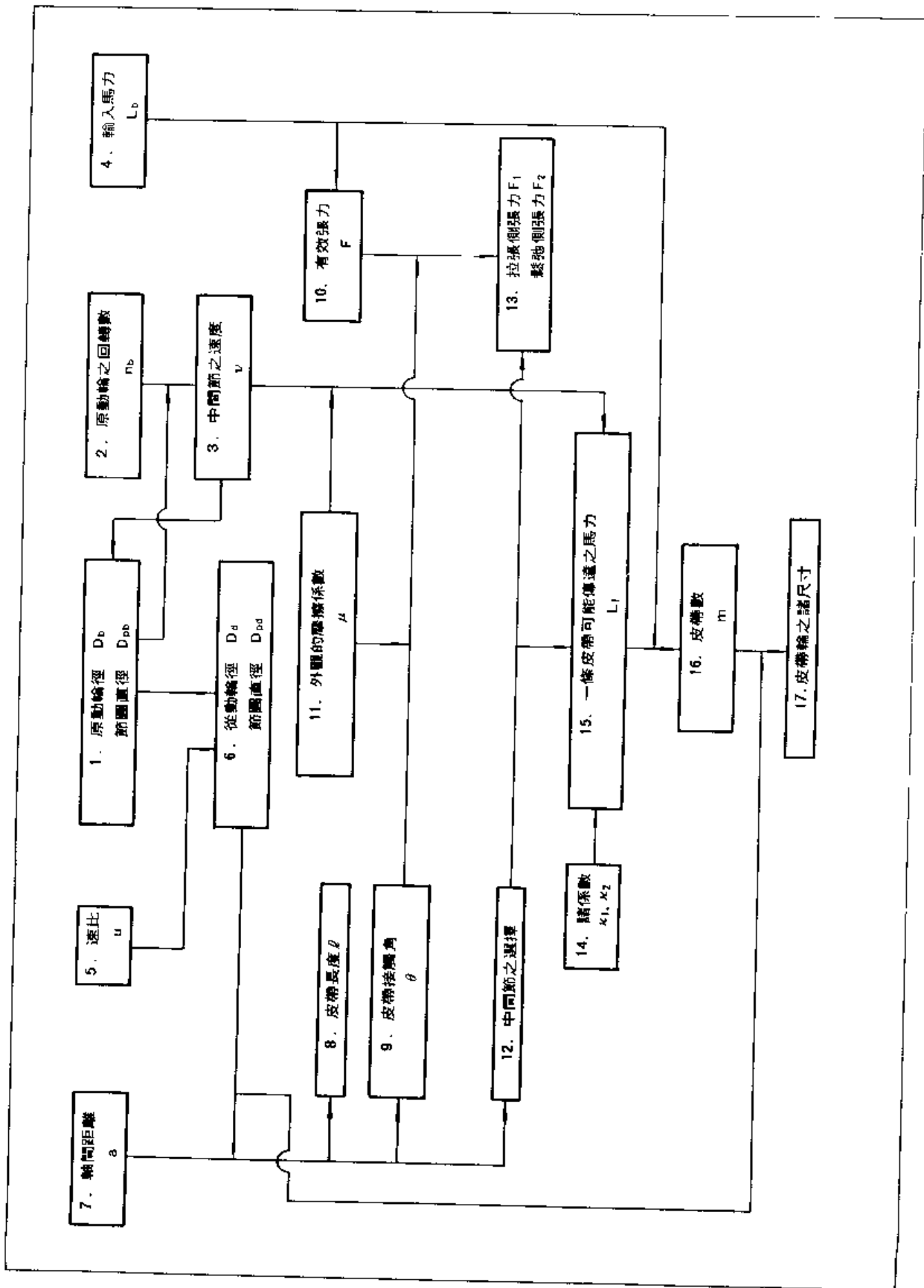
σ_s : 皮帶輪材之容許應力 (kgf/mm²)

23. 皮帶輪臂先端寬 h'_s (mm)， b'_s (mm)

$$h'_s = \frac{4}{5} h_s \quad b'_s = \frac{4}{5} b_s$$



圖IX-2 皮帶輪之尺寸



1. 原動輪徑 D_b (mm), 節圓直徑 D_{pb} (mm)

V皮帶與皮帶不同, 以節圓直徑 D_p 代替直徑 D 。

V皮帶之尺寸如圖IX-3所示。

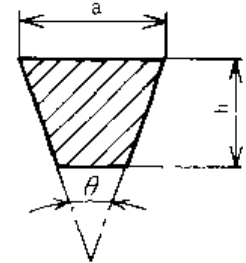
有效周=內周+ πb

=外周- πb

構成要素1之原動輪徑, 節圓直徑與構成要素3之皮帶速度間有相互關係, 先決定原動輪徑之概略值 D_b 後代入求皮帶速度的式中最後由構成要素4之輸入馬力決定皮帶型式。

V皮帶之型式決定後再回到此項中依次式算出原動輪徑 D_b , 節圓直徑 D_{pb} 。

$D_{pb} = D_b - (2k)$, $D_b = D_{pb} + (2k)$



圖IX-3 V皮帶尺寸

表IX-8 k值 (JIS B1854)

V皮帶之形別	M	A	B	C	D	E
k (mm)	2.7	4.5	5.5	7.0	9.5	12.7

2. 原動輪之回轉數 n_b (r.p.m) (參照IX-1-2構成要素2原動輪之回轉數)3. 皮帶速度 v (m/s)

$$v = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_b}{1000 \times 60}$$

以概略的原動輪徑 D_b 算出皮帶速度 v 構成要素1中算出 D_{pb} 。

4. 輸入馬力 L_b (PS) (參照IX-1-2構成要素3原動輪之輸入馬力)

適於傳達馬力與皮帶速度之V皮帶型式如表IX-9所示。

表IX-9 V皮帶型式與傳動馬力

傳達馬力	V皮帶之速度(m/s)		
	10以下	10~17	17以上
2以下	A	A	A
2~5	B	B	A·B
5~10	B·C	B	B
10~25	C	B·C	B·C
25~50	C·D	C	C
50~100	D	C·D	C·D
100~150	E	D	D
150以上	E	E	E

5. 速比 u

$$u = \frac{n_d}{n_b} = \frac{D_{pb}}{D_{pd}}$$

n_b : 原動輪之回轉數 (r.p.m.)

n_d : 從動輪之回轉數 (r.p.m.)

D_{pb} : 原動輪外徑 (mm)

D_{pd} : 從動輪外徑 (mm)

6. 從動輪徑 D_d (mm), 節圓直徑 D_{pd} (mm)

$$D_{pd} = D_{pb} \cdot \frac{1}{u}$$

$$D_d = D_{pd} + (2k)$$

k : 參照表 IX-8。

7. 軸間距離 a (mm)

圖 IX-1 參照。參照軸間距離 IX-1-3 之構成要素 4。

8. 皮帶長度 l (mm)

將 D_{pb} 和 D_{pd} 代入 IX-1-6 之構成要素 17 所示之皮帶長 l 的式中。

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(D_{pb} + D_{pd}) + \frac{(D_{pd} \pm D_{pb})^2}{4a}$$

上符號 (+) 表示交叉掛法, 下符號 (-) 表示平行掛法。

9. 皮帶接觸角 θ (rad)

$$\theta = \pi \pm 2 \sin^{-1} \frac{(D_{pd} \pm D_{pb})}{2a} \quad (\text{複合同順})$$

上符號 (+) 表示交叉掛法, 下符號 (-) 表示平行掛法。

10. 皮帶之有效張力 F (kgf)

請參照 IX-1-4 所示之構成要素 9 之皮帶有效張力 F 。

11. 皮帶 C 與皮帶輪 b, d 間之表面摩擦係數 μ'

將表 IX-4 所示之摩擦係數 μ 值代入次式中。

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \quad \alpha : \text{皮帶輪之 V 槽角之半頂角} (=20^\circ)$$

12. 中間節 C 之材質選擇

參照 JIS K6323 ν 皮帶後決定之。

13. 皮帶拉張側張力 F_1 (kgf), 鬆弛側張力 F_2 (kgf)

請參照 IX-1-4 構成要素 12 所示皮帶拉張側張力和鬆弛側張力兩項。(唯以 μ' 代替 μ)

14. 諸係數 κ_1, κ_2

(①) 過負荷係數 κ_1

依負荷狀況而定，其過負荷係數如表IX-10所示。

表IX-10 過負荷係數 κ_1

負荷之狀態(%)	過負荷係數	負荷之狀態(%)	過負荷係數
100	1.0	175	0.8
125	0.9	200	0.7
150	0.8	250	0.65

(②) 皮帶接觸角之校正係數 κ_2

主要捲掛角度之校正係數如表IX-11所示。

表IX-11 皮帶接觸角之校正係數 κ_2

捲掛角(度)	校正係數	捲掛角(度)	校正係數
180	1.00	147	0.91
175	0.99	144	0.90
170	0.98	140	0.89
167	0.97	137	0.88
164	0.96	134	0.87
160	0.95	130	0.86
157	0.94	127	0.85
154	0.93	124	0.84
150	0.92	120	0.83

捲掛角應避開
120°以下。

15. 一條皮帶之所能傳達馬力 L_1 (PS)

$$L_1 = \frac{A \cdot v}{75} \left(\sigma_s - \frac{\gamma \cdot \mu^2}{1000g} \right) \left(\frac{e^{\mu \theta} - 1}{e^{\mu \theta}} \right) \kappa_1 \cdot \kappa_2$$

A : 皮帶之斷面積(mm)

σ_s : 皮帶之拉張容許應力(kgf/mm²)

γ : 皮帶材之比重量(g/mm³)

v : 皮帶速度(m/s)

g : 重力加速度(m/s²)

μ : 表面之摩擦係數

θ : 皮帶接觸角(rad)

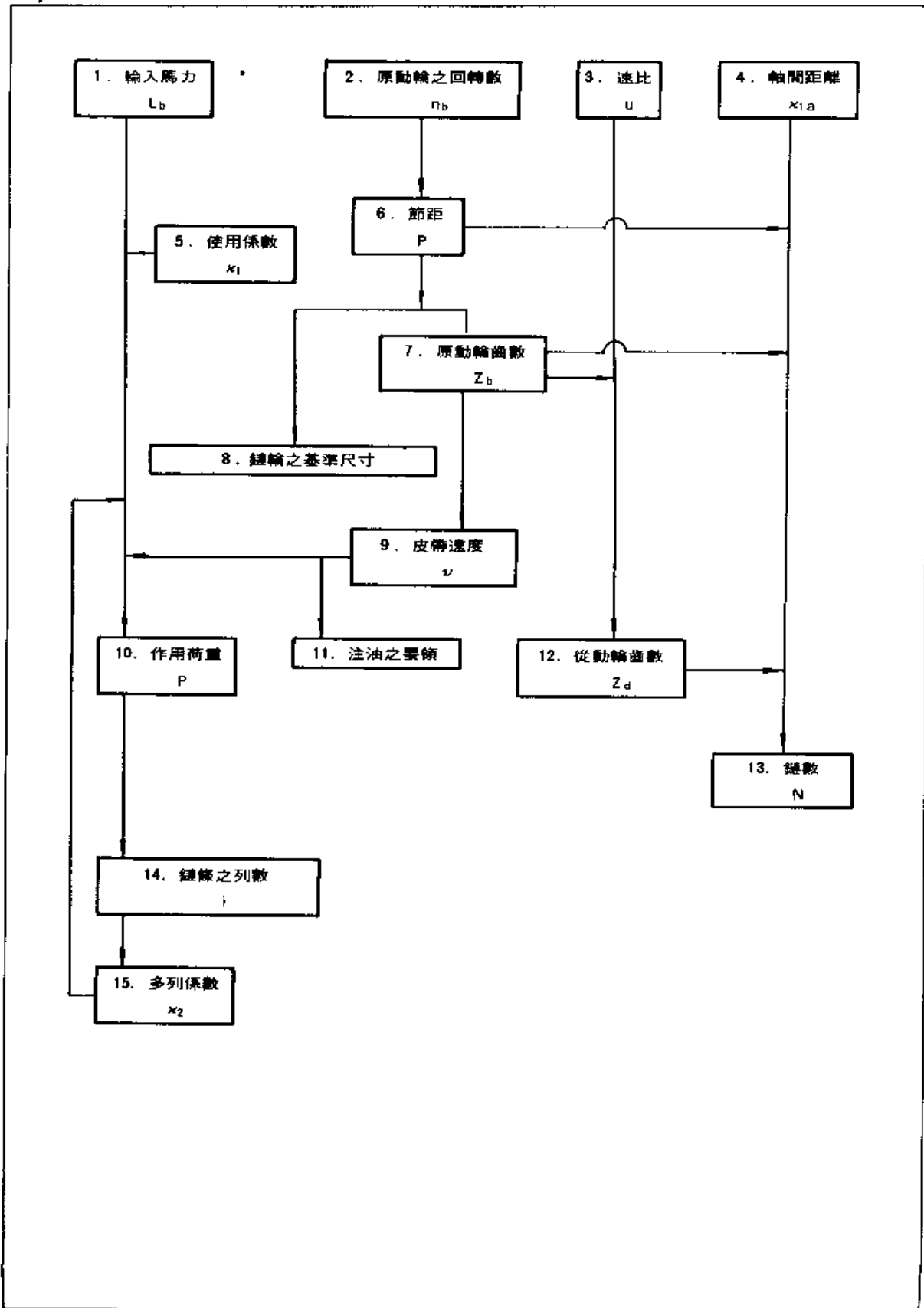
(參照JIS K6323工業用皮平皮帶)

16. 皮帶之條數 m

依 $m = \frac{L_c}{L_1}$ 求得

17. 皮帶輪之體尺寸、臂之尺寸

以構成要素1之原動輪徑 D_b 和構成要素6之從動輪徑 D_d 為標稱徑，參照JIS B1854鑄鐵製V皮帶輪。



1. 輸入馬力 L_b (PS)

參照IX-1-2 構成要素3 原動軸之輸入馬力。

2. 原動輪之回轉數 n_b (r.p.m)

參照IX-1-2 構成要素2 原動輪之回轉數。

3. 速比 u

$$u = \frac{n_d}{n_b} = \frac{Z_b}{Z_d}$$

Z_b : 原動輪之齒數

Z_d : 從動輪之齒數

n_d : 從動輪之回轉數(r.p.m)

4. 軸間距離 a (mm)

參照圖IX-1 皮帶傳動形式。參照IX-1-3 構成要素4 軸間距離。

5. 使用係數 α_1

由表IX-12 選擇適當的使用係數 α_1 乘以傳達馬力 L_b 。

表IX-12 使用係數 α_1 之值

傳 速 條 件	原 動 機 之 種 類 負 荷 之 性 質	電動機·渦輪 多汽缸引擎等		柴油引擎單 汽缸引擎等	
		10小時	24小時	10小時	24小時
	普通傳動 (送風機·渦卷泵浦·負 荷不會變動之輸送機。)	1.0	1.2	1.4	1.7
	有一些衝擊 (壓縮機·負荷多少會變 化的工作機械。)	1.2	1.4	1.7	2.0
	有大衝擊者 (沖床·粉碎機·負荷激 烈變化之機械。)	1.4	1.7	2.0	2.4

6. 節距 p (mm)

相對於原動輪回轉數 n_b 之節距可由表IX-13中選擇。

表IX-13 節距與最高回轉數

滾子鏈條 之標稱號	25	35	40	50	60	80	100	120	160	160	200	240
節距 p (mm)	6.35	9.525	12.70	15.875	19.05	25.40	31.75	38.10	44.45	50.80	63.50	76.20
適當最高 回轉數 (r.p.m)	—	—	2600	1900	1450	950	670	500	400	330	240	—
最小破壞荷重 P_1 (kg)	360	800	1420	2210	3200	5650	8850	12800	17400	22700	35400	51100

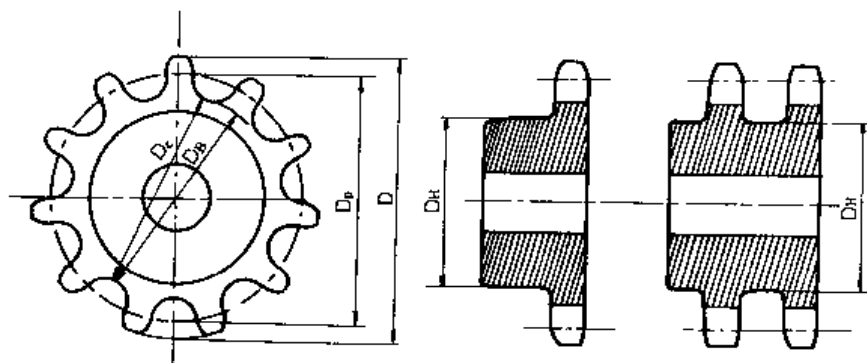
7. 原動輪齒數 Z_b

由表IX-14決定原動輪齒數 Z_b ，×JIS B1802 (滾子鏈條用鏈輪齒形)對齒數 $Z_{11} \sim 65$ 者有所規定，普通齒數 Z 為17以上、低速回轉的場合則最多15即可。

表IX-14 鏈條編號與適於齒數之最大直徑・最大軸徑

鏈條編號	25		35		40		50		60		80		100		120		140		160		200		240	
	節距 p (mm)	6.35	9.525	12.70	15.875	19.05	25.40	31.75	38.10	44.45	50.80	63.50	76.20											
齒數 Z	D_{1m}	d_m	D_{3m}	d_m	D_{5m}	d_m	D_{7m}	d_m	D_{9m}	d_m	D_{11m}	d_m	D_{13m}	d_m	D_{15m}	d_m	D_{17m}	d_m	D_{19m}	d_m	D_{21m}	d_m	D_{23m}	d_m
13	19	8.8	30	16	39	22	49	30	60	38	80	52	100	67	120	80	138	93	158	108	198	137	237	165
14	22	11	33	17	43	26	54	33	66	43	88	58	110	74	132	89	157	103	174	119	219	152	261	182
15	24	12	36	20	47	29	59	37	72	48	96	63	120	80	144	97	166	113	190	130	239	166	286	202
16	26	13	39	22	51	31	64	41	78	50	104	69	130	87	156	106	181	124	206	142	260	181	310	219
17	28	15	42	24	55	34	69	46	84	55	112	76	140	94	169	115	195	134	223	155	280	197	334	235
18	30	16	45	27	59	37	74	49	90	59	120	80	151	102	181	124	209	144	239	166	300	211	359	251
19	32	16	48	28	63	41	79	51	96	63	128	86	161	109	193	133	223	155	255	179	320	228	383	271
20	34	18	51	31	67	44	84	55	103	69	137	93	171	117	205	141	237	165	271	190	341	242	407	286
21	36	20	54	33	72	48	90	59	109	73	145	97	181	124	217	150	252	177	287	201	361	258	432	306
22	38	21	57	36	76	50	95	62	115	78	153	104	191	131	229	159	266	186	304	215	381	272	456	321
23	40	23	60	38	80	52	100	66	121	80	161	109	201	139	241	168	280	198	320	228	401	288	480	340
24	42	24	63	41	84	55	105	70	127	85	169	115	211	145	254	178	294	207	336	236	422	299	504	355
25	44	26	66	43	88	58	120	74	133	90	177	121	221	154	266	186	308	218	352	250	442	316	528	374

8. 鏈輪之基準尺寸JIS B1802 (滾子鏈條用鏈輪齒形)



圖IX-4 鎖車

節圓直徑 $D_p = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$ 外徑 $D = p(0.6 + \cot \frac{180^\circ}{Z})$

齒底圓直徑 $D_c = D_p - D_f$ D_f : 滾動鏈條之滾子外徑 (mm) p : 節距 (mm)

齒底距離

$D_c = D_B$ (偶數齒)

$D_c = D_p \cos \frac{90^\circ}{Z} - D_f$ (奇數齒)

9. 皮帶速度 v (m/sec)

$$v = \frac{p \cdot Z_b \cdot n_b}{1000 \times 60}$$

p : 節距 (mm)

Z_b : 原動輪齒數

n_b : 原動輪回轉數 (r.p.m)

10. 作用荷重 P (kgf)

$$P = \frac{75 \times L_c \cdot K_1}{v}$$

L_c : 傳達馬力 (PS)

K_1 : 使用係數 (參照表 IX-12)

11. 注油之要領

依滾子鏈條速度而變之注油要領如表 IX-15 所示。

表 IX-15 注油之要領

滾子鏈輪速度	注 油 方 法	潤 滑 油
150m/min以下	定期的注油	JIS K 2216 陸用內燃機車用潤滑油之第2種
400m/min以下	滴下注油(每分20滴以上) 或油槽給油	JIS K 2216 陸用內燃機車用潤滑油之第3種
400m/min以上	油槽給油或油泵浦 強制給油	JIS K 2216 陸用內燃機車用潤滑油之第3種

12. 從動輪齒數 Z_d

$$\text{由 } Z_d = \frac{Z_b}{u} \text{ 求得}$$

u : 原動輪與從動輪之回轉速比。

13. 鏈環數 N

$$N = \frac{Z_b + Z_d}{2} + \frac{2a}{p} + \frac{0.0257p}{a} (Z_b - Z_d)^2$$

a : 軸間距離 (mm)

14. 鏈條列數 i

$$i = \frac{P}{P_1}$$

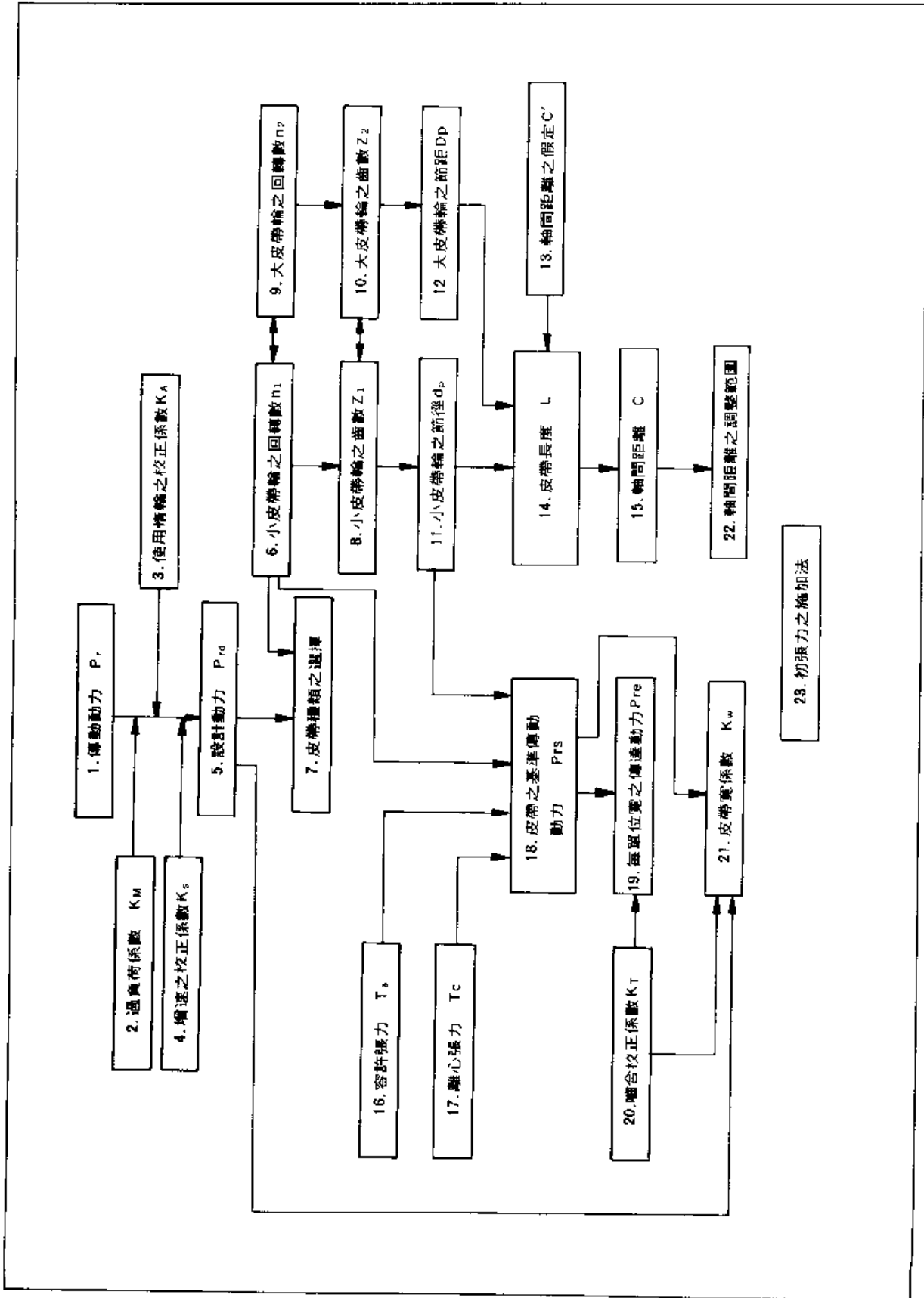
P_1 : 破壞最小荷重 (kg) (參照表 IX-13 之節距與最高回轉數)

15. 多列係數 K_2

多列の場合，以多列係數 K_2 (表 IX-16) 乘上傳達馬力 L_c 。

表 IX-16 多列係數 K_2

滾子鏈條列數	多列係數 K_2
2 列	1.7
3 列	2.5
4 列	3.3
5 列	3.9
6 列	4.6



1. 傳動動力P, (KW)

所謂傳動動力就是原動機之定格輸出，或從動機之實際負荷。

2. 過負荷係數 K_M

表IX-17所示是使用機械之過負荷係數 K_M 之一例。表列以外的機械可參考此表決定之。

表IX-17使用機械與過負荷係數 K_M

使用機械 ¹⁾		原 動 機 ²⁾								
		起動及最高負載在定格馬力之149%以下			起動及最高負載在定格馬力之150~249%			起動及最高負載在定格馬力之250%以上		
		I	II	III	I	II	III	I	II	III
A	極平滑之傳動	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
B	平滑之傳動	1.3	1.5	1.7	1.5	1.7	1.9	1.7	1.9	2.1
C	稍有衝擊之傳動	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0	1.8	2.0	2.2
D	有衝擊之傳動	1.5	1.7	1.9	1.7	1.9	2.1	1.9	2.1	2.3
E	有相當衝擊之傳動	1.6	1.8	2.0	1.8	2.0	2.2	2.0	2.2	2.4
F	有大衝擊之傳動	1.8	2.0	2.2	2.0	2.2	2.4	2.2	2.4	2.6

交流鼠籠型馬達
直流分捲馬達
8氣缸引擎

交流鼠籠型馬達
直流複捲馬達
普通力矩型同期馬達
6氣缸引擎

交流單相馬達、直流直捲馬達、高力矩形同期馬達2~4氣缸引擎總軸

[注] ¹⁾ 使用機械例如下所示。
 A...液體攪拌機、製麵包機、輕負荷輸送機、小形工作母機(車床、鑽床)、印刷機。
 B...混合機、洗衣機、黏性體攪拌機、總軸、工作母機(磨床、銑床、鉋床)、泵浦(回轉、齒輪、軸流、渦流)等。
 C...回轉壓縮機、發電機、一般用輸送機、10PS以上之大形送風機、電梯、起重機、大形洗衣機、絞機、橡膠用壓延機、射出成形機、製材、木工機械等。
 D...離心分離機、斗式昇降機、螺旋輸送機、錘碎機、製紙用打漿機、染粕機等。
 E...粘土磨碎機、風車(鑄山用、軸流、羅茨式)等。
 F...活塞式壓縮機、活塞式泵浦等。
²⁾ I...斷續的使用(1日3~5小時使用)
 II...普通使用(1日8~10小時使用)
 III...連續的使用(1日16~24小時使用)

3. 使用惰輪之校正係數 K_A

使用惰輪的場合，過負荷係數應加上表IX-18所列之值。

表IX-18 使用惰輪時之校正係數 K_A

惰輪之裝配條件		K_A
皮帶鬆弛側	惰輪使用於皮帶內側的場合	0
	惰輪使用於皮帶外側的場合	0.1
皮帶張緊側	惰輪使用於皮帶內側的場合	0.1
	惰輪使用於皮帶外側的場合	0.2

表IX-19 增速時之校正係數

增 速 比	K_s
1.00以上1.24以下	0.0
1.24以上1.74以下	0.1
1.74以上2.49以下	0.2
2.49以上3.49以下	0.3
3.49以上	0.4

4. 增速時之校正係數 K_s

增速傳動的場合，過負荷係數應再加上表IX-19所列之值。

5. 設計動力Prd (KW)

設計動力可由傳動動力和過負荷係數依次式求得。

$$Prd = Pr \times (K_M + K_A + K_S)$$

Pr：傳動動力(KW) K_M ：過負荷係數(表IX-17)

K_A ：使用惰輪時之校正係數(表IX-18)

K_S ：增速時之校正係數(表IX-19)

6. 小皮帶輪之回轉數 n_1 (rpm)

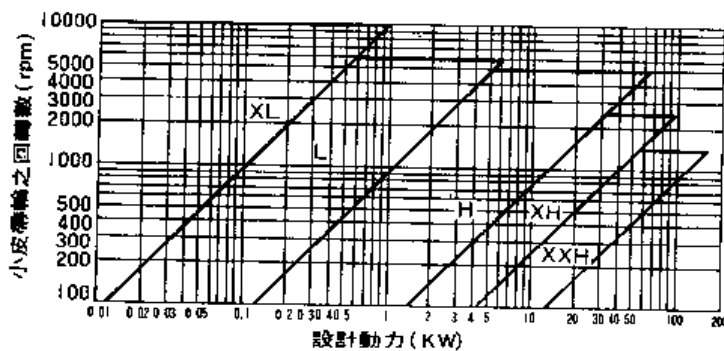
由設計規範給與。

7. 皮帶種類之選擇(參照表IX-20)

表IX-20 有齒皮帶之種類

節距	形式名稱
5.08 mm (1/5")	XL (extra light)
9.525 mm (3/8")	L (light)
12.70 mm (1/2")	H (heavy)
22.225 mm (7/8")	XH (extra heavy)
31.75 mm (1 1/4")	XXH (double extra heavy)

皮帶形式之選擇依設計動力和小皮帶輪回轉速，由圖IX-5中選出，如正是在2種類之境界線附近時，2種類之皮帶皆計算看看再選用較經濟的一方。又表IX-21為皮帶之標稱寬和實際寬，表IX-22則是一般市販標準的有齒皮帶之形式、皮帶寬、長一覽表。



圖IX-5 皮帶形選定圖

8. 小皮帶輪之齒數 Z_1

皮帶輪徑太小者，會縮短皮帶使用之壽命，因此小皮帶輪之齒數，儘可能選用表IX-23所列之數值以上。又標準皮帶輪之齒數請參照表IX-24。

圖IX-6所示為有齒皮帶用皮帶輪之形

狀，表IX-25則是皮帶各部之尺寸。

表IX-23 小皮帶輪之最小齒數

小皮帶輪 回轉數 (rpm)	皮帶形式				
	XL	L	H	XH	XXH
3500	14	16	20	—	—
1750	12	14	18	26	26
1160	10	12	16	24	24
870	—	—	—	22	22

表 IX-21 皮帶寬之標稱和實寬

皮帶寬之標稱	寬		皮帶寬之標稱	寬	
	(mm)	(in)		(mm)	(in)
025	6.35	1/4	125	31.8	1 1/4
031	7.94	3/8	150	38.1	1 1/2
037	9.53	3/8	175	44.5	1 3/4
043	11.11	3/8	200	50.8	2
050	12.70	1/2	250	63.5	2 1/2
062	15.88	3/4	300	76.2	3
075	19.05	3/4	350	88.9	3 1/2
087	22.23	7/8	400	101.6	4
100	25.4	1	500	127.0	5

表 IX-22 有齒皮帶之形式、寬及長度

皮帶形式	XL		L		H		XH		XXH						
	標稱	節距 (mm)	標稱	節距 (mm)	標稱	節距 (mm)	標稱	節距 (mm)	標稱	節距 (mm)					
皮帶寬	XL	5.08	L	9.525	H	12.7	XH	22.225	XXH	31.75					
	標稱	皮帶寬 (mm)	標稱	皮帶寬 (mm)	標稱	皮帶寬 (mm)	標稱	皮帶寬 (mm)	標稱	皮帶寬 (mm)					
	025	6.3	050	12.7	075	19.1	200	50.8	200	50.8					
	031	7.5	075	19.1	100	25.4	300	76.2	300	76.2					
	037	9.5	100	25.4	150	38.1	400	101.6	400	101.6					
					200	50.8			500	127.0					
					300	76.2									
皮帶長	標稱	皮帶長 (mm)	齒數	標稱	皮帶長 (mm)	齒數	標稱	皮帶長 (mm)	齒數	標稱	皮帶長 (mm)	齒數			
	60	152.4	30	124	114.3	33	240	609.6	48	507	1289.1	58	700	1778.0	56
	70	177.8	35	150	141.0	40	270	685.8	54	560	1422.4	64	800	2032.0	64
	80	203.2	40	187	176.4	50	300	762.0	60	630	1600.2	72	900	2286.0	72
	90	228.6	45	210	198.0	56	330	838.2	66	700	1778.0	80	1000	2540.0	80
	100	254.0	50	225	220.5	60	360	914.4	72	770	1955.8	88	1200	3048.0	96
	110	279.4	55	240	240.0	64	390	990.6	78	840	2133.6	96	1400	3556.0	112
	120	304.8	60	255	260.7	68	420	1066.8	84	900	2286.0	112	1600	4064.0	128
	130	330.2	65	270	285.8	72	450	1143.0	90	1120	2844.8	128	1800	4572.0	144
	140	355.6	70	285	308.4	76	480	1219.2	96	1264	3200.4	144			
	150	381.0	75	300	330.0	80	510	1295.4	102	1400	3556.0	160			
	160	406.4	80	322	354.0	86	540	1371.6	108	1540	3911.6	176			
	170	431.8	85	345	381.0	92	570	1447.8	114	1750	4445.0	200			
	180	457.2	90	367	408.0	98	600	1524.0	120						
	190	482.6	95	390	435.0	104	630	1600.2	126						
	200	508.0	100	420	462.0	112	660	1676.4	132						
	210	533.4	105	450	489.0	120	700	1778.0	140						
	220	558.8	110	480	516.0	128	750	1905.0	150						
	230	584.2	115	510	543.0	136	800	2032.0	160						
	240	609.6	120	540	570.0	144	850	2159.0	170						
	250	635.0	125	600	600.0	160	900	2286.0	180						
	260	660.4	130				1000	2540.0	200						

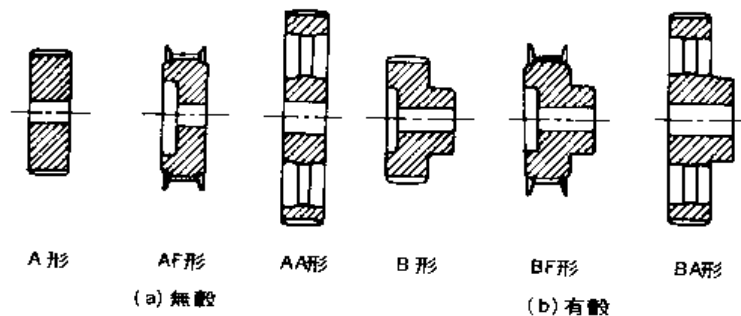


圖 IX-6 有齒皮帶用之皮帶輪

表 IX-24 標準皮帶輪

(單位:mm)

皮帶輪齒數	XL形		L形		H形		XH形		XXH形	
	節圓徑	外形	節圓徑	外形	節圓徑	外形	節圓徑	外形	節圓徑	外形
10	16.17	15.66	30.32	29.56						
12	19.40	18.90	36.38	35.62						
14	22.64	22.13	42.45	41.68	56.60	55.22				
16	25.87	25.36	48.51	47.75	64.68	64.31				
18	29.11	28.60	54.57	53.81	72.77	71.39	127.34	124.55	181.91	178.87
20	32.34	31.83	60.64	59.88	80.85	79.48	141.49	138.69	202.13	199.08
22	35.57	35.07	66.70	65.94	88.94	87.56	155.64	152.84	222.34	219.29
24	38.81	38.30	72.77	72.00	97.02	95.65	169.79	166.99	242.55	239.50
26	40.04	41.53	78.83	78.07	105.11	103.73	183.94	181.14	262.76	259.72
28	45.28	44.70	84.89	84.13	113.19	111.82	198.08	195.29	282.98	279.93
30	48.51	48.00	90.96	90.20	121.28	119.90	212.23	209.44	303.19	300.14
32	51.74	51.24	97.02	96.26	129.36	127.99	226.38	223.59	323.40	320.35
34	54.98	54.47	103.08	102.32	137.45	136.07	240.53	237.74	343.62	340.57
36	58.21	57.70	109.15	108.39	145.53	144.16	254.68	251.89	363.83	360.78
40	64.68	64.17	121.28	120.51	161.70	160.33	282.98	280.18	404.25	401.21
42	67.91	67.41	127.34	126.58			297.13	294.33	424.47	421.42
44	71.15	70.64	133.40	132.64	177.87	176.50	311.28	308.48	444.68	441.63
48	77.62	77.11	145.53	144.77	194.04	192.67	339.57	336.78	485.10	482.06
60	97.02	96.51	181.91	181.15	242.55	241.18	424.47	421.67	606.38	603.33
72	116.43	115.92	218.30	217.53	291.06	289.69	509.36	506.57	727.66	724.61
84			254.68	253.92	339.57	338.20	594.25	591.46	848.93	845.88
90										
96			291.06	290.30	388.08	386.71	679.15	676.35	909.57	906.52
120			363.83	363.07	485.10	483.73	848.93	846.14		

- (註) 2) 僅適用於皮帶標稱寬0.50*(12.7mm)者
 3) 適用於皮帶標稱寬0.50*(12.7mm)及0.75*(19.0mm)者
 4) 適用於皮帶標稱寬1.00*(25.4mm)1.50*(38.1mm)及2.00及2.00*(50.8mm)者

表 IX-25 皮帶輪各部尺寸

(單位:mm)

種類	計算式	兩輪之軸間距離		加於皮帶寬之尺寸			
		XL, L, H	XH, XXH	XL, L, H	XH, XXH		
節圓徑	$D_p = \frac{nP}{\pi}$	250 以下		4.8			
標準外形	$D_s = D_p - 2t$	250 以上 500 以下		6.4	12		
凸緣外形	D_f (參照表)	500 以上 750 以下		8.0	15		
凸緣內徑	$D_i = D_s - 3h_s - (2 \sim 4mm)$	750 以上 1000 以下		9.6	18		
凸緣內側寬	$W_i = W_s +$ (參照表之值)	1000 以上 1250 以下		12.7	22		
齒寬(有凸緣者)	$W_s = (W_i + 2s)$	③ 凸緣外徑(D _f) 凸緣厚度(s)					
齒寬(無凸緣者)	$W_w = W_s +$ (參照表之值)	皮帶形式	凸緣外徑(D _f)	凸緣厚度(s)			
導引部高	$h_f = \frac{D_f - D_p}{2}$	XL	D _s + 6.4 以上	1.5 以上			
		L	D _s + 6.4 以上	2.0 以上			
		H	D _s + 6.4 以上	2.5 以上			
		XH	D _s + 16.4 以上	4.0 以上			
		XXH	D _s + 21.7 以上	5.4 以上			
		④ 輪齒高(h _t), 節線深(t)					
		皮帶形式	XL	L	H	XH	XXH
		輪齒高(h _t)	1.40	2.13	2.59	6.88	10.29
		節線深(t)	0.25	0.38	0.69	1.40	1.52

- 但 P ... 皮帶之節距(mm)
 n ... 皮帶輪之齒數
 h_s ... 輪齒高(mm) (參照表)
 W_s ... 皮帶寬(mm)
 s ... 凸緣厚(mm)
 t ... 節線深(mm) (參照表)

9. 大皮帶輪之回轉數 n_2 (rpm)

依設計規範而定。

10. 大皮帶輪之齒數 Z_2

$$Z_2 = \frac{n_1}{n_2} \times Z_1$$

n_1, n_2 : 大小皮帶輪之回轉數 (rpm) Z_1 : 小皮帶輪之齒數

11. 小皮帶輪之節徑 d_p

大小皮帶輪齒數均依表IX-24所示而定。

12. 大皮帶輪之節徑 D_p 13. 軸間距離之假定 C' (mm)

爲了選擇皮帶長度可先行假定之。

14. 皮帶長 L (mm)

依次式計算後，再由表IX-22選出最接近之皮帶長。

$$L = 2C' + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C'}$$

C' : 假設之軸間距離(mm) D_p, d_p : 大小皮帶輪之節徑(mm)

15. 軸間距離 C (mm)

構成要素14中使用之軸間距離乃假設值，所以實際之軸間距離在皮帶長決定後依次式計算之。

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 2(D_p - d_p)^2}}{4}$$

$B = L - 1.57(D_p + d_p)$ D_p, d_p : 大小皮帶輪之節徑(mm)

16. 容許張力 T_a (kgf)

表IX-26 每單位皮帶寬之容許張力 T_a 及單位重量 w

每單位皮帶寬之容許張力 T_a 及單位重量如表IX-26所示。

皮帶形式	T_a (kgf)	w (kgf/m)
XL	18.6	0.06786
L	24.9	0.09550
H	63.5	0.13320
XH	86.6	0.31163
XXH	106.1	0.40211

17. 離心張力 T_c (kgf)

$$T_c = \frac{w \cdot V^2}{g}$$

g : 重力加速度(9.8m/sec²) w : 皮帶之單位重量(kgf/m, 表IX-2b)

V : 皮帶速度(m/sec $V = d_p \cdot n / 19100$)

18. 皮帶之基準傳動動力 Pr_s (KW)

所謂基準傳動動力就是每單位寬(25.4mm)之皮帶, 以6個以上的嚙合齒數所能傳達之動力。

$$Pr_s = 0.5135 \times 10^{-6} \times d_p \times n_1 (T_a - T_c)$$

d_p : 小皮帶輪之節徑(mm) n_1 : 小皮帶輪之回轉數(rpm)

T_a : 容許張力(kgf, 表IX-26) T_c : 離心張力(kgf)

19. 每單位寬皮帶之傳動動力 Pr_e (KW)

$$Pr_e = Pr_s \times K_T$$

Pr_s : 皮帶之基準傳動動力(KW) K_T : 嚙合校正係數(表IX-27)

20. 嚙合校正係數 K_T

所謂嚙合校正係數就是嚙合齒數未滿6齒的小皮帶輪時, 爲了補強皮帶齒之剪斷強度而乘上之係數

, 其值可出表IX-27選擇之。

表IX-27 嚙合時之校正係數 K_T

小皮帶輪上 皮帶之嚙合齒數	校正係數 K_T
6以上	1.0
5	0.8
4	0.6
3	0.4
2	0.2

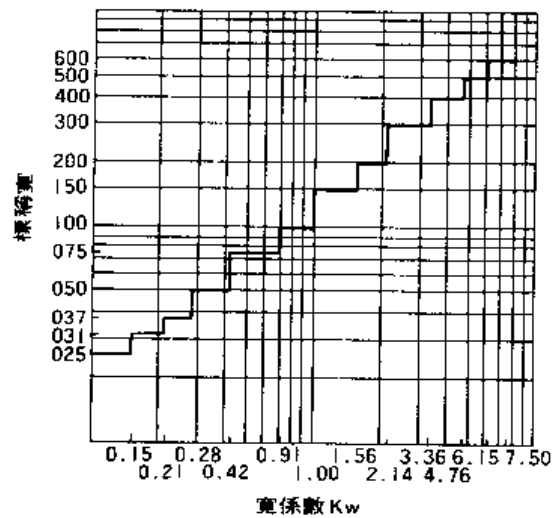
21. 皮帶寬係數 K_w

先從下式求出寬係數，再由圖IX-7來決定皮帶之標稱寬。

$$K_w = \frac{Pr_d}{Pr_s \times K_T}$$

Pr_s ：皮帶之基準傳動動力(K_w) Pr_d ：設計動力(K_w)

K_T ：嚙合校正係數(表IX-27)



圖IX-7 皮帶寬之決定

22. 軸間距離調整範圍

為了裝配皮帶和調整張力，軸間距離必須是可調整的。表IX-28所示為其最小調整範圍。

表IX-28 軸間距離之調整範圍

(單位mm)

標稱編號	內側最小調整範圍 ΔC_t					外側最小調整範圍 ΔC_t				
	XL	L	H	XH	XXH	XL	L	H	XH	XXH
60~300	3	5	6			3	5	6		
322~1000	4	6	7	20	30	3	5	6	10	10
1100~1800			8	25	40			6	10	10

23. 初張力之施加法

有齒皮帶是一種嚙合傳動，爲了防止齒之超越情況發生，必須施加初張力。

- ① 在皮帶跨距中央，垂直皮帶之方向，施加由下式求得其作用力F(kgf)。

$$F = \frac{T \times K \times S / L}{16}$$

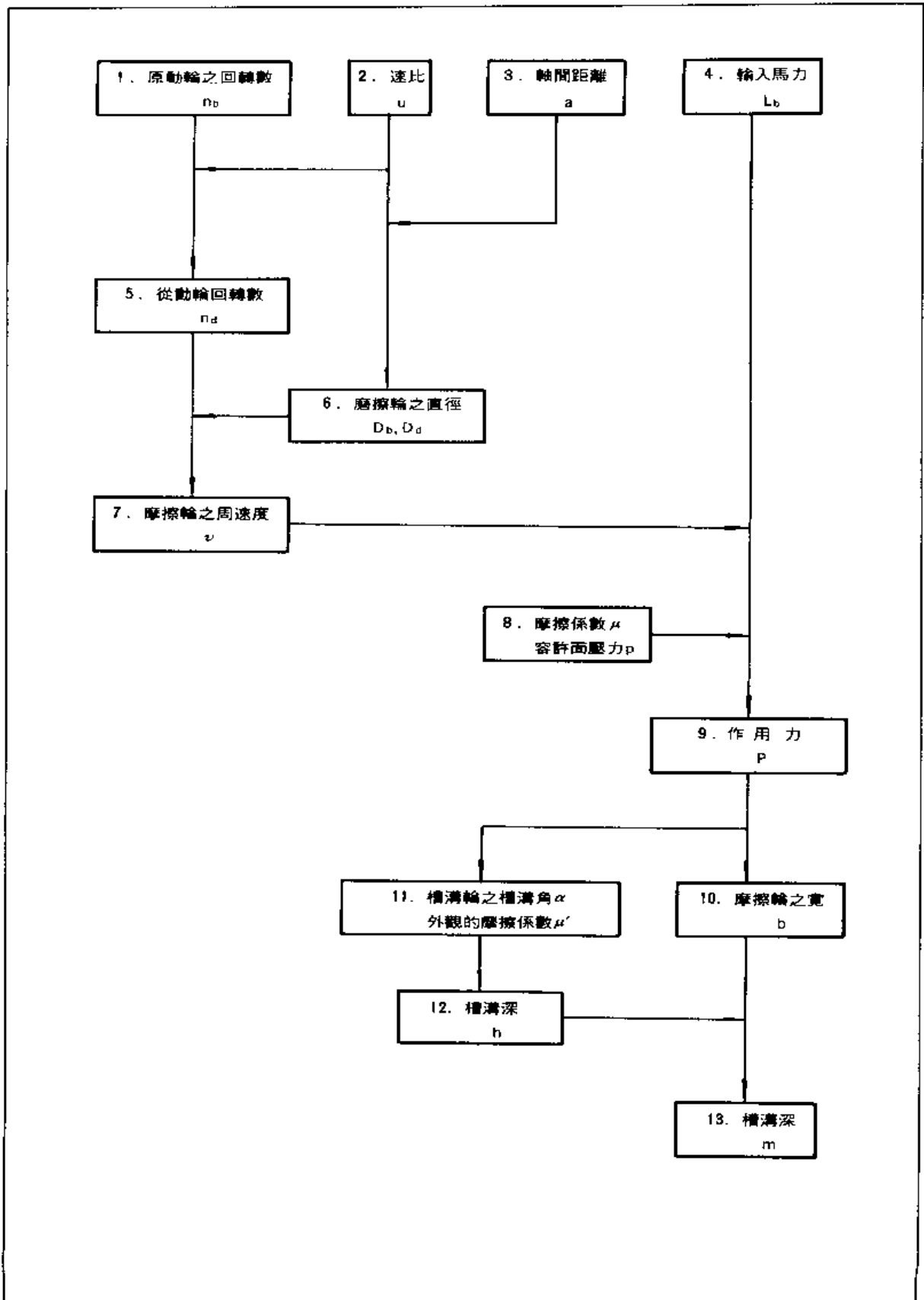
T, K: 定數(表IX-29) S: 跨距(mm)

L: 皮帶長(mm)

- ② 求得作用力F之大小後，再以每100mm之跨距產生1.6mm之撓度爲原則，唯爲方便起見可使用表IX-29所示之近似值。

表IX-29 押著皮帶之力

皮帶之標稱		T	K	F (kgf) (近似值)
形式	寬			
XL	025	3.04	0.39	0.20
	031	3.76	0.55	0.25
	037	4.54	0.77	0.30
L	050	7.75	4.49	0.60
	075	12.65	7.72	1.0
	100	17.82	10.89	1.4
H	075	29.93	14.53	2.2
	100	42.9	20.88	3.2
	150	65.9	32.23	4.9
	200	90.7	43.13	6.8
	300	141.9	69.0	10.6
XH	200	102.9	86.3	8.6
	300	161.4	138.5	13.6
	400	228.6	199.8	19.3
XXH	200	252.0	140.7	19.3
	300	396.0	227.0	30.4
	400	561.5	322.3	43.1
	500	725.0	417.7	55.8



1. 原動輪回轉數 n_b (r.p.m)

參照IX-1-2構成要素2所示原動輪之回轉數。

2. 速比

$$u = \frac{n_d}{n_b} = \frac{D_b}{D_d}$$

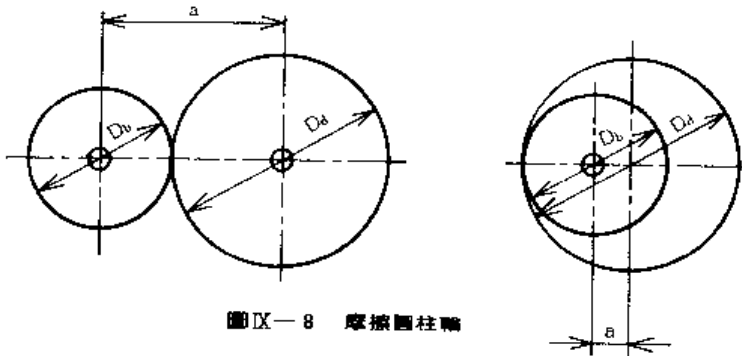
n_d : 從動輪回轉數 (r.p.m)

D_b : 原動輪徑 (mm)

D_d : 從動輪徑 (mm)

3. 軸間距離 a (mm)

摩擦圓柱輪(圖IX-8)有外接和內接二種。



圖IX-8 摩擦圓柱輪

4. 輸入馬力 L_b (PS)

參照IX-1-2構成要素3所示原動軸之輸入馬力。

5. 從動輪回轉數 n_d (r.p.m)

由 $n_d = n_b \cdot u$ 求得

6. 摩擦輪之直徑 D_b (mm), D_d (mm)

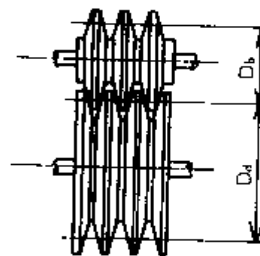
由圖IX-8摩擦圓柱輪。

外接的場合 $D_b + D_d = 2a$

內接的場合 $D_d - D_b = 2a$

7. 摩擦輪之周速度 v (m/sec)

$$v = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_b}{1000 \times 60} = \frac{\pi \cdot D_d \cdot n_d}{1000 \times 60}$$



圖IX-9 有槽溝之摩擦輪

8. 摩擦係數 μ 容許面壓力 p (kgf/cm²) (表IX-30)表IX-30 摩擦係數 μ 與容許面壓力 p

摩 擦 材 料	摩 擦 係 數 μ		容許面壓力 p (kgf/cm ²)	最高使用溫度(°C)
	濕	乾		
鑄 鐵	0.05~0.1	0.15~0.2	10~17	300
青 銅	0.05~0.1	--	5~8	150
淬 大 鋼※	0.05	--	7	250
燒 結 金 屬	0.05~0.1	0.1~0.4	10	500
木 材	0.1~0.15	0.2~0.35	4~6	100
玻 璃 纖 維	0.05~0.1	0.3~0.5	0.5~1	90
軟 木	0.2~0.25	0.3~0.5	0.5~1	90
毛 氈	0.15~0.2	0.2~0.25	0.3~0.7	130
皮 革	0.1~0.15	0.3~0.5	0.7~2.5	90
石 棉	0.1~0.2	0.3~0.5	3.5~7	200
模 製 石 棉	0.08~0.12	0.2~0.5	3.5~10	200

(註)有“※”記號者，是淬火鋼，其他則是鑄鐵或鐵鋼。

9. 作用力 P (kg)

$$P = \frac{75 \cdot L_c}{\mu \cdot v}$$

L_c : 傳達馬力(PS)

v : 摩擦輪之周速度(m/sec)

10. 摩擦輪之寬 b (mm)

$$b = \frac{P}{f}$$

f : 每單位長度輪接觸線長之容許壓力(kgf/mm)請參照表IX-31。

表IX-31 f 之值(kgf/mm)

表面材料	容許壓力 f	表面材料	容許壓力 f
鑄鐵與鑄鐵	2.0~3.0	鑄鐵與皮	0.7~1.5
鑄鐵與紙	0.5~1.0	鑄鐵與木	1.0~1.5

11. 槽溝輪之槽溝角 α (度)

有槽溝之摩擦輪(圖IX-10)之情形。

$$\sin \alpha + \mu \cos \alpha = \frac{P \cdot v \cdot \mu}{75 \cdot L_c}$$

$$\text{外觀之摩擦係數 } \mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$$

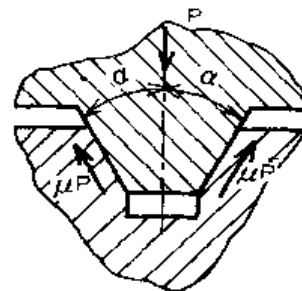
12. 槽溝深 h (mm)

$$h = 0.94 \sqrt{\mu' \cdot P}$$

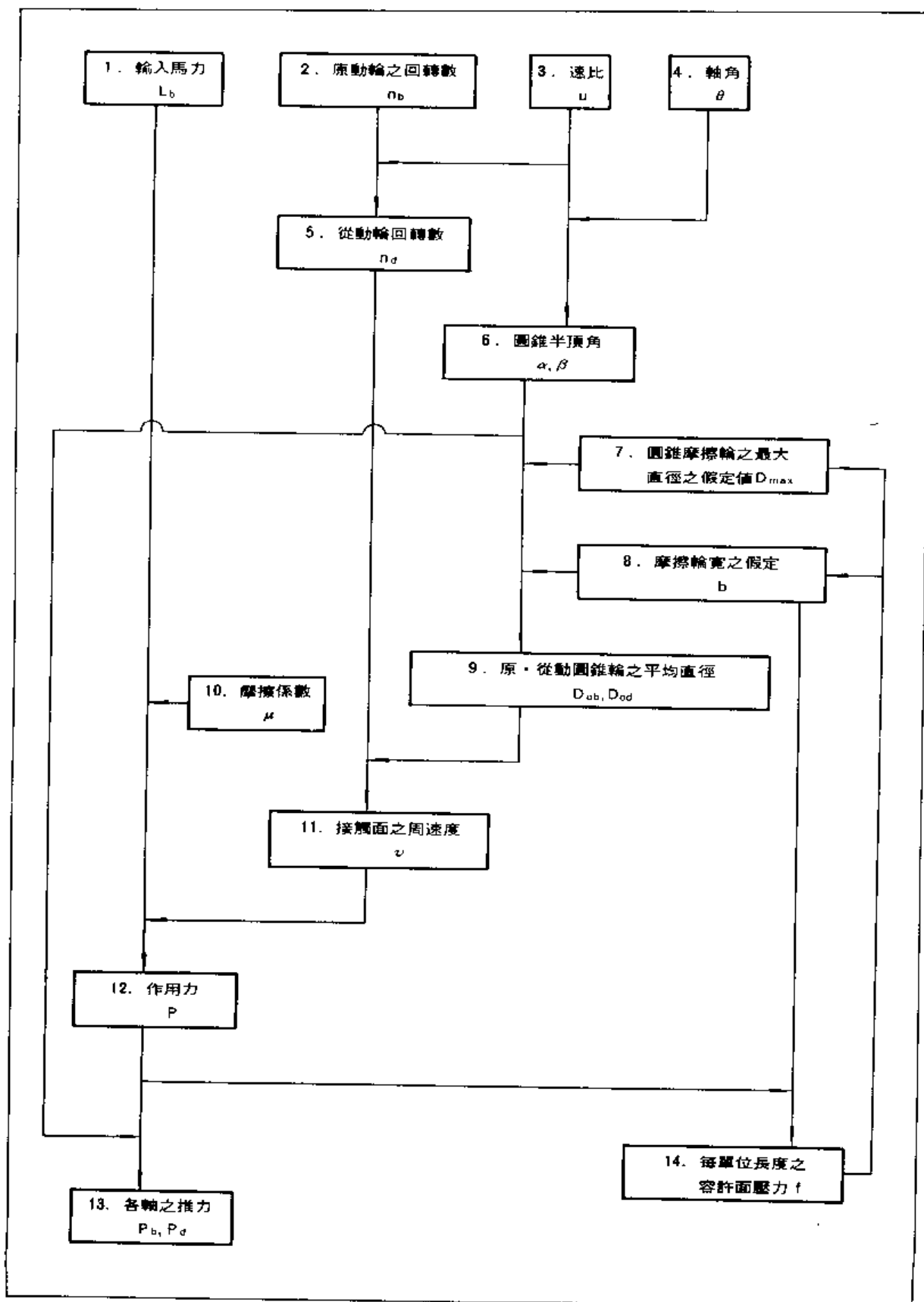
有槽溝之摩擦輪滾動時接觸的僅是槽溝圓周上的一部分而已，其他部分均屬滑動接觸，所以槽溝不宜太深。

13. 槽溝數 m

$$m = \frac{b}{2h} \quad (\text{依 } b = 2m \frac{h}{\cos \alpha} \div 2mh)$$



圖IX-10 有槽溝之摩擦輪



1. 輸入馬力 L_b (PS)

參照IX-1-2構成要素3所示原動軸之輸入馬力。

2. 原動輪之回轉數 n_b (r.p.m)

參照IX-1-2構成要素2所示原動輪之回轉數。

3. 速比 u

$$u = \frac{n_d}{n_b} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}$$

α : 原動圓錐輪之半頂角(度)

β : 從動圓錐輪之半頂角(度)

4. 軸角 θ (度)

由圖IX-11圓錐摩擦輪得知

$$\theta = \alpha + \beta$$

5. 從動輪回轉數 n_d (r.p.m)

由構成要素3速比得知

$$n_d = n_b \cdot u$$

6. 圓錐半頂角 α (度), β (度)

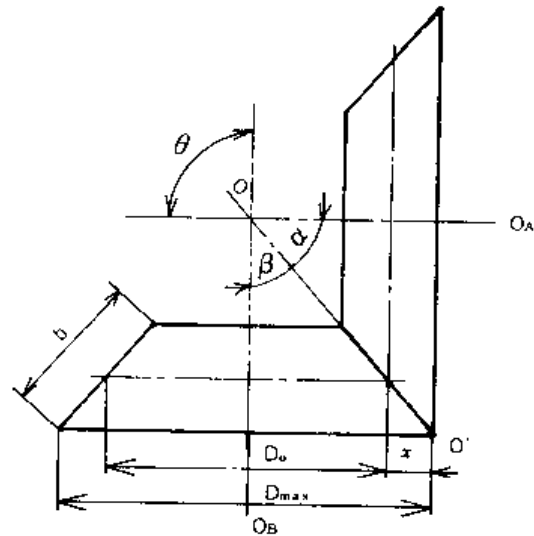
參照圖IX-11圓錐摩擦輪可知。

$$\tan \alpha = \frac{\sin \theta}{\frac{n_d}{n_b} + \cos \theta} = \frac{\sin \theta}{\frac{1}{u} + \cos \theta}$$

$$\tan \beta = \frac{\sin \theta}{\frac{n_d}{n_b} + \cos \theta} = \frac{\sin \theta}{u + \cos \theta}$$

7. 圓錐形摩擦輪最大直徑之假定 D_{max} (mm)

圖IX-11所示之圓錐摩擦輪中，通過接觸直線 OO' 上任意點之兩輪斷面直徑比一定，所以兩輪之角速度比一定，不論使用圓錐表面之那一部分都不會變，所以可以選擇適當大小的部分來傳達馬力。又在整體設計時，此圓錐形摩擦輪之大小有所限制，因此，在計算過程中，先假設其直徑再應用單位長度之容許面壓 f (kg/mm)，若兩者不合時，可更改設定之摩擦輪之最大直徑 D_{max} ，再計算之。



圖IX-11 圓錐摩擦輪

8. 摩擦輪之寬 b (mm)

與構成要素7所示圓錐摩擦輪之最大直徑 D_{max} 同樣方法，摩擦輪寬 b 開始時亦先假定，然後檢討構成要素14所示單位長之容許面壓力 f 後，再決定之。

9. 原・從動圓錐輪之平均直徑 D_{ob} (mm), D_{od} (mm)

由圖IX-11圓錐摩擦輪。

$$\text{知 } D_{ob} = D_{bmax} - 2x$$

$$= D_{bmax} - b \cos \alpha$$

從動輪 d 亦同樣的

$$D_{od} = D_{dmax} - b \cos \beta$$

D_{bmax} : 原・從動圓錐輪之最大直徑 (mm)

α, β : 圓錐半頂角(度)

10. 摩擦係數 μ

參照表IX-17摩擦係數參照以決定其數值。

11. 接觸面之周速度 v (m/sec)

$$v = \frac{\pi \cdot D_{ob,d} \cdot nb,d}{1000 \times 60}$$

nb,d : 原・從動輪[n]轉數(r.p.m)

12. 作用力 P (kgf)

$$P = \frac{75 \cdot L_r}{\mu \cdot v}$$

L_r : 傳達馬力(PS)

13. 各軸之推力 P_b (kgf), P_d (kgf)

$$P_b = P \cdot \sin \alpha$$

$$P_d = P \cdot \sin \beta$$

14. 每接觸單位長度之容許面壓力 f (kgf/mm)

$$f = \frac{P}{b}$$

參照表IX-13所示接觸單位長之容許壓力 f 後，最後檢討此項，若不適則更改構成要素7所示摩擦輪之最大直徑 D_{max} 或構成要素8所示摩擦輪之寬度 b ，重新計算之。

使用有齒皮帶來運轉風車(回轉數 200rpm, 每日 8 小時)設馬達之定格馬力 5 (KW), 回轉數 1800 (rpm) 軸間距離 500 (mm), 試計算皮帶之長與寬。

(1) 傳動動力 P_r

$$P_r = 5 \text{ (kw)}$$

(2) 過負荷係數 K_M

$$\text{由表 IX-17, } K_M = 1.8$$

(3) 因不使用惰輪所以 $K_A = 0$

(4) 增速時校正係數 K_s

$$\text{由表 IX-19, } K_s = 0.1$$

(5) 設計動力 P_{rd}

$$P_{rd} = P_r \times (K_M + K_A + K_s) = 5 \times (1.8 + 0.1) = 9.5 \text{ (kw)}$$

(6) 小皮帶輪之回轉數 n_1

$$n_1 = 2400 \text{ (rpm)}$$

(7) 皮帶種類之選定

由圖 IX-5, 設為 H 形。

(8) 小皮帶輪之齒數 Z_1

$$\text{由表 IX-23, } Z_1 = 20$$

(9) 大皮帶輪之回轉數 n_2

$$n_2 = 1800 \text{ (rpm)}$$

(10) 大皮帶輪之齒數 Z_2

$$Z_2 = \frac{n_1}{n_2} \times Z_1 = \frac{2400}{1800} \times 20 = 28$$

(11), (12) 小, 大皮帶輪之節徑 d_p, D_p

由表 IX-24, 小皮帶輪 外徑 $d_o = 79.48 \text{ (mm)}$, 節徑 $d_p = 80.85 \text{ (mm)}$

大皮帶輪 外徑 $D_o = 111.82 \text{ (mm)}$, 節徑 $D_p = 113.19 \text{ (mm)}$

(13) 軸間距離 C'

$$\text{設 } C' = 500 \text{ (mm)}$$

14 皮帶長度 L

$$L = 2C' + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C'} = 2 \times 500 + 1.57 \times (113.19 + 80.85) + \frac{(113.19 - 80.85)^2}{4 \times 500} = 1305.2 \text{ (mm)}$$

由表 IX-22 設標稱為 540，皮帶長 1371.6 (mm)

15 軸間距離 C

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 2(D_p - d_p)^2}}{4} = \frac{1000.6 + \sqrt{1000.6^2 - 2 \times (113.19 - 80.85)^2}}{4} = 500 \text{ (mm)}$$

$$B = 1305.2 - 1.57 \times (113.19 + 80.85) = 1000.6$$

16 容許張力 T_a

$$\text{由表 IX-26, } T_a = 63.5 \text{ (kgf)}$$

17 離心張力 T_c

$$T_c = \frac{\omega \cdot V^2}{g} = \frac{0.13320 \times 10.2^2}{9.8} = 1.4 \text{ (kgf)}$$

18 皮帶之基準傳動動力 Pr_s

$$Pr_s = 0.5135 \times 10^{-4} \times d_p \times n_1 (T_a - T_c) = 0.5135 \times 10^{-4} \times 80.85 \times 2400 (63.5 - 1.4) = 6.41 \text{ (kw)}$$

19 每單位寬皮帶之傳動動力 Pre

$$\text{設 } Pre = Pr_s = 6.41 \text{ (Kw)}$$

20 皮帶寬係數 K_w

$$K_w = \frac{Pr_d}{Pr_s \times K_T} = \frac{9.5}{6.41} = 1.482$$

由圖 IX-7 設標稱為 150 (即 1.50") 則由表 IX-21 可得知寬為 38.1 (mm)

X

離合器・剎車

X-1 爪式嚙合離合器

X-2 圓錐形離合器

X-3 塊狀剎車

X-4 帶狀剎車

X-5 爪輪

X-6 實例

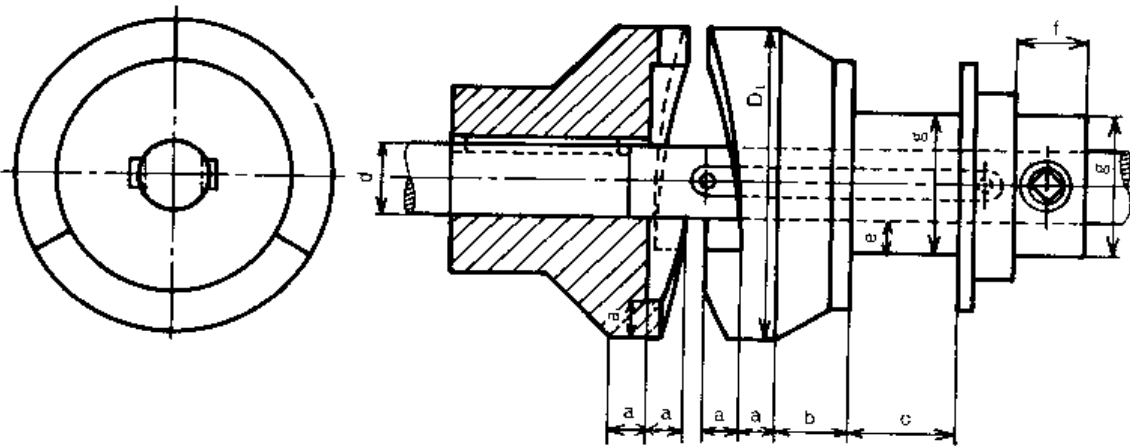
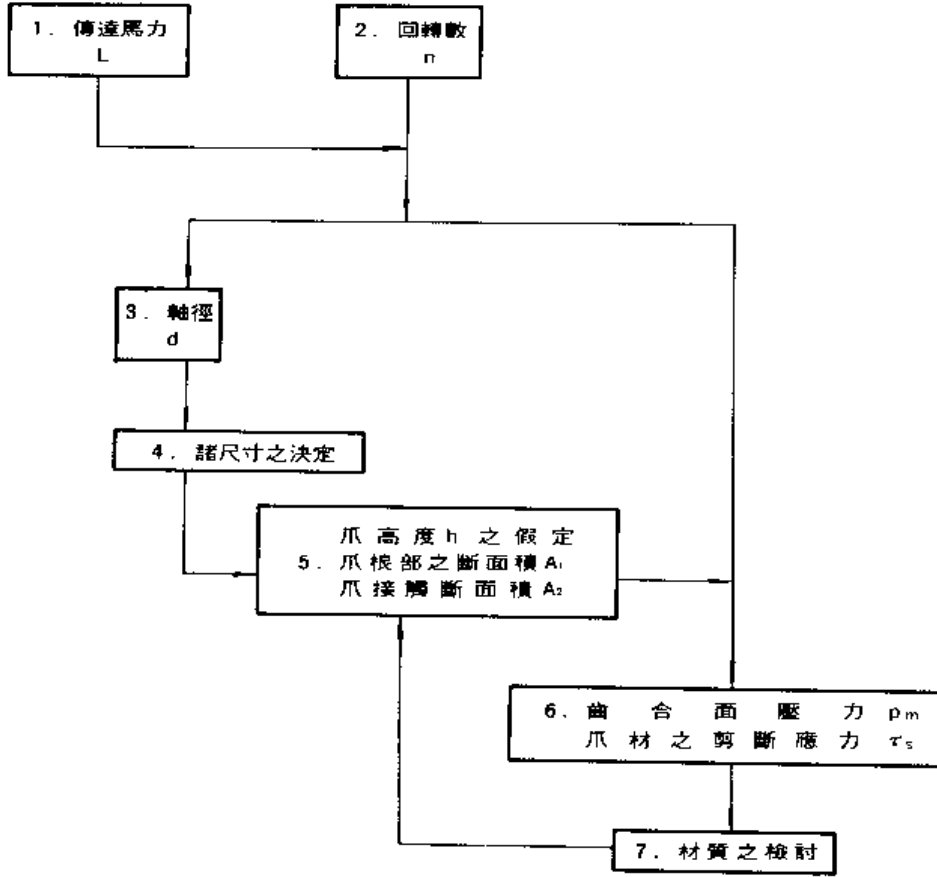


圖 X-1 爪形耦合離合器

X-1-2

構成要素1~7

1. 傳達馬力 L (PS)

若由電動機直接驅動則其值即是，若中間有軸承及減速機等，則應乘以個別之效率。參照IX-1-2表IX-1皮帶之傳動形式。

2. 回轉數 n (r.p.m)

參照IX-1-2構成要素2所示原動輪之回轉數。

3. 軸徑 d (mm)

由II章軸

4. 諸尺寸之決定 (表 X-1)

參照圖X-1爪形嚙合離合器。

表 X-1 嚙合離合器之主要尺寸

軸徑 d (mm)	40	50	60	70	80	90	100	110	120
爪數 N	3	3	4	4	4	5	5	6	6
爪外徑 D ₁	100	125	150	175	200	225	250	275	300
a	20	23	25	30	35	40	45	50	55
b	40	50	60	70	80	90	100	110	120
c	20	25	30	35	40	45	50	55	60
e	16	18	20	22	24	26	28	30	32
f	30	32	34	36	38	40	42	44	46
g	72	86	100	114	128	142	156	170	186

5. 爪高之假定值 h (mm), 爪根部之斷面積 A₁ (mm²), 爪接觸斷面積 A₂ (mm²)

$$A_1 = \frac{\pi}{8N} (D_1^2 - D_2^2) \quad A_2 = \frac{1}{2} (D_1 - D_2) h$$

$$D_2 : \text{爪內徑 (mm)} \quad (D_2 = D_1 - 2a)$$

6. 嚙合面壓力 p_m (kgf/mm²), 爪材之剪斷應力 τ_s (kgf/mm²)

$$\text{由傳達力矩 } T = 716200 \frac{L}{n} \text{ (mmkgf)}$$

$$p_m = \frac{8T}{(D_1^2 - D_2^2) \cdot h \cdot N}$$

$$\tau_s = \frac{32T}{\pi (D_1 + D_2) (D_1^2 - D_2^2)}$$

7. 材質之檢討

檢討構成要素6所示嚙合面壓力 p_m、爪材之剪斷應力與各種材料之諸性質後再決定材質。不適合時，回轉至構成要素5所示假設之爪高 h。嚙合面壓力 p 可參照IX-5-3之表IX-30容許面壓力 p。剪斷應力 τ_s 則可參照表II-5所示主要材料之容許應力。

1. 傳達馬力 L (PS)

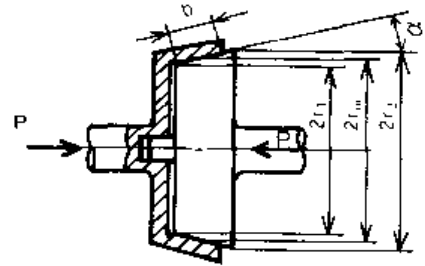
參照 X-1-2 構成要素 1 所示之傳達馬力 L 。

2. 回轉數 n (r.p.m)

參照 X-1-2 構成要素 2 所示原動輪之回轉數 n 。

3. 平均半徑之假定 r_m (mm)

參照圖 X-2 圓錐摩擦離合器，考慮整體設計時圓錐離合器之大小，設定之。

4. 摩擦面之傾斜角 α (度)

參照圖 X-2 圓錐摩擦離合器，
普通設 $\alpha = 1 \sim 10^\circ$ 。

圖 X-2 圓錐摩擦離合器

5. 回轉力矩 T (mmkgf)

可由 $T = 716200 \frac{L}{n}$ 求得。

6. 摩擦係數 μ ，摩擦面之容許面壓力 p (kgf/mm²)

參照表 IX-30 摩擦係數 μ 與容許面壓力 p 後決定之。

7. 外觀之摩擦係數 μ'

由 $\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$ 求得。

8. 作用於摩擦面上之垂直力 F (kgf)

由 $F = \frac{T}{\mu' \cdot r_m}$ 求得。

9. 軸作用力 P (kgf)

由 $P = \frac{T}{\mu' \cdot r_m}$ 求得。

10. 摩擦面寬 b (mm)

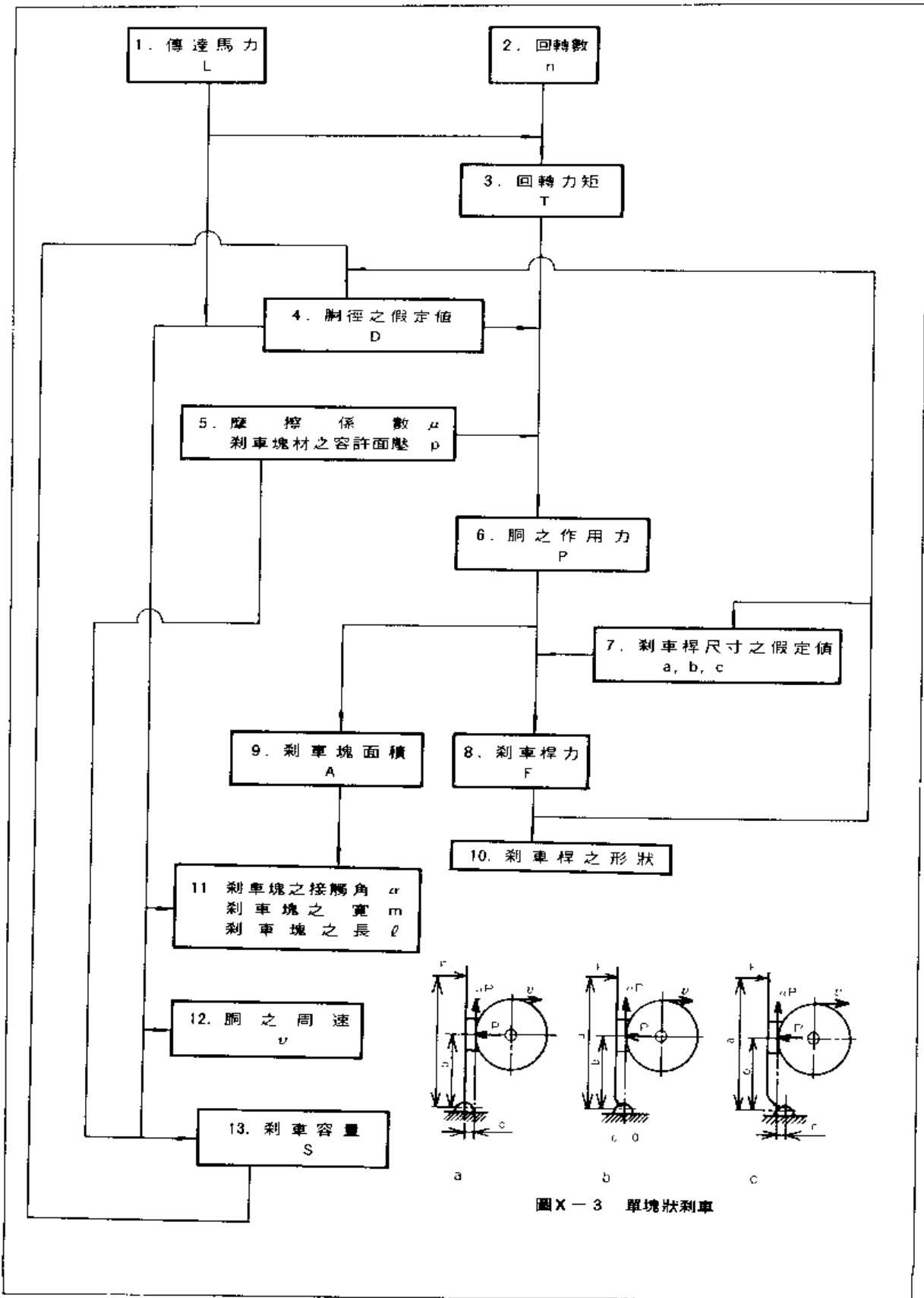
$$b = \frac{F}{2\pi \cdot r_m \cdot p}$$

此摩擦面寬 b 值不適當時，可回饋至構成要素 3 平均半徑 r_m 之假定項。

11. 最大直徑 D_{max} (mm)，最小直徑 D_{min} (mm)

$$D_{max} = 2r_2 = 2\left(r_m + \frac{b}{2} \sin \alpha\right) \quad D_{min} = 2r_1 = 2\left(r_m - \frac{b}{2} \sin \alpha\right)$$

與構成要素 10 之項相同，其最大和最小直徑不適當時，可回饋至構成要素 3。



1. 傳達馬力 L (PS)

參照 X-1-2 構成要素 1 所示之傳達馬力。

2. 回轉數 n (r.p.m)

參照 X-1-2 構成要素 2 所示原動輪之回轉數 n。

3. 回轉力矩 T (mmkgf)

由 $=716200 \frac{L}{n}$ 求得。

4. 胴徑之假定 D (mm)

胴徑 D 之大小在整體設計時假定之，再依制車容量 S 或制車桿力 F 值來判斷假定值是否適當。若不適當則回續至此項。

表 X-2 所示為 SAE (Society of Automotive Engineers, Inc) J4316 規定之制車胴之材質。

表 X-2 主要的制車胴之材質 (a) (SAE)

		G2500a	G3500b	G3500c
化學成分	T. C	>3.40	>3.40	>3.50
	Si	1.60~2.10	1.30~1.80	1.30~1.80
	Mn	0.60~0.90	0.60~0.90	0.60~0.90
	S	<0.12	<0.12	<0.12
	P	<0.15	<0.15	<0.15
合金		依需要而定	依需要而定	同左
機械的	硬度 H _B	170~229	207~255	207~255
	抗拉強度 P _{si}	>25000	>35000	>35000
金屬的組成	石墨及基地	是 ASTM-A 形尺寸 2~4 之層狀波來鐵組織，肥粒鐵之存在不會超過 15%。	是 ASTM-A 形尺寸 2~4 之層狀波來鐵組織，肥粒鐵及金屬碳化物主含量在 5% 以下。	同左

(b)

材質	
G2500a	適用於中負荷之制車胴及離合器片之材質，是一種可以避免局部熱斑點發生和龜裂發生的高碳素鑄鐵。
G3500b	適用於高負荷之制車胴和離合器片之材質，對熱斑點與熱龜裂之防止，以及機械之強度而言極優。
G3500c	適用於特別重負荷用之制車胴，是一種耐熱性大的高碳素材料。

5. 摩擦係數 μ ，制車塊材之容許面壓力 p (kgf/mm²)

參照 IX-5-3 表 IX-30 所示摩擦係數 μ 和容許面壓力 p 後決定之。

6. 剎車胴之作用力 P (kgf)

$$P = \frac{2T}{\mu D} \quad (\text{單式})$$

$$P = \frac{T}{\mu D} \quad (\text{複式})$$

T : 傳達力矩 (mmkgf)

μ : 摩擦係數

D : 胴 (mm)

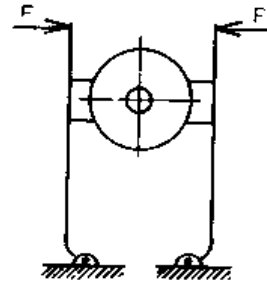


圖 X-4
複塊狀剎車

7. 剎車桿尺寸之假定 a (mm), b (mm), c (mm)

參照圖 X-3 單塊狀剎車，配合整體之設計尺寸假定之，再依後述之構成要素 8 所示之剎車桿力 F 值，重新設定。

b/a 之值普遍為 $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$ ，最小也在 $\frac{1}{6}$ 左右。

8. 剎車桿力 F (kgf)

參照圖 X-3 單塊狀剎車後再檢討下列事項。

a 圖之場合，

$$F = \frac{P(b \pm \mu c)}{a} \quad \begin{array}{l} (+) \text{ 右旋} \\ (-) \text{ 左旋} \end{array}$$

b 圖之場合，由 $c=0$ 右旋，左旋均相同。

$$F = P \frac{b}{a}$$

c 圖之場合，

$$F = \frac{D}{a}(b \pm \mu c) \quad \begin{array}{l} (+) \text{ 左旋} \\ (-) \text{ 右旋} \end{array}$$

複塊狀時，代入複式胴作用力 P。

圖 X-3 a 圖與 c 圖中，依軸之回轉方向，剎車桿力 F 不同，一般 c 與 b 相較值極小，又摩擦係數 μ 值亦小，剎車桿力 F 之差異在 10% 以內，所以 a 圖所示之物在實用上並無困難，然而，a 圖左旋，c 圖右旋的場合。

由於 $\frac{b}{\mu} \leq c$ 所以 $F \leq 0$

由於 $\frac{b}{\mu} \leq c$ 所以 $F \leq 0$ 。即對剎車桿不施加力量，亦會自動剎車，而防止軸回轉。因此不能使用於回轉速度之控制。b 圖所示之物依回轉方向之剎車桿力 F 並無差異。

手動的場合，加於剎車桿端之力 F 普通為 10~15 (kgf)，最大為 20 (kgf)。此值以下或以上時，則回轉至構成要素 7 所示剎車桿尺寸之假定，和構成要素 4，所示胴徑 D 之假定。

9. 剎車塊面積 A (mm^2)

由 IX-5-3 之表 IX-30 之容許面壓力 p 和 X-3-3 構成要素 6 所示剎作用力 P 依次式求得剎車塊面積 A 。

$$A = \frac{P}{p}$$

10. 剎車桿之形狀

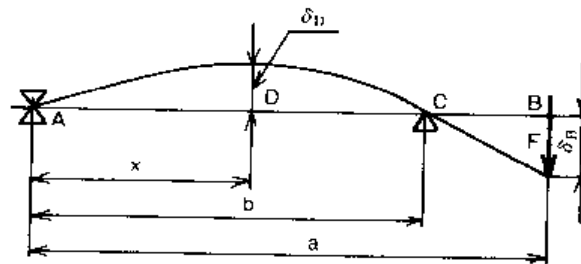


圖 X-5 剎車桿力之平衡

剎車桿力之平衡可如圖 X-5 所示般來考慮，則剎車桿之撓度與 A 點，C 點之反作用力如，

$$\delta_B = \frac{F}{3EI} (a-b)^2 (2a-b)$$

F : 剎車桿力 (kgf)

$$\delta_D = \frac{F \cdot a^2}{9EI} \cdot \frac{(a-b)}{\sqrt{3}} \quad x = 0.577 \cdot b$$

E : 縱彈性係數 (kgf/mm^2)

I : 斷面二次力矩 (mm^4)

$$R_A = \frac{F(a-b)}{a}$$

$$R_C = \frac{F(2a-b)}{a}$$

在此 C 點之反作用力之發生應與剎作用力 P 相同，所以

$$R_C = P = \frac{F(2a-b)}{a}$$

因剎車桿力 F 和剎作用力 P 是已知，所以 a, b 之關係可由構成要素 7 所示剎車桿尺寸之假設之 a/b 比值求得。

最大撓度，如 δ_D 和 B 點之撓度 δ_B 可由塊狀剎車器之整體設計先設定之，再依縱彈性係數 E 和斷面二次力矩 I 並檢討剎車桿之材質，形狀後決定之。

11. 剎車塊接觸角 α (度), 剎車塊寬 m (mm), 剎車塊長 ℓ (mm)

剎車塊實際與胴相接觸的摩擦面積, 可
由構成要素9所示剎車塊面積 A 和圖
X-6所示剎車塊尺寸

$$m = \frac{2A}{\alpha D}$$

D : 胴徑 (mm)

求得。剎車塊接觸角普通為
 $50 \sim 70^\circ$ 。

又剎車塊長度 ℓ

$$\ell = \frac{A}{m}$$

在此, 接觸角 α 和剎車塊寬 m 可依關係式
並視整體設計情況先行假定之。

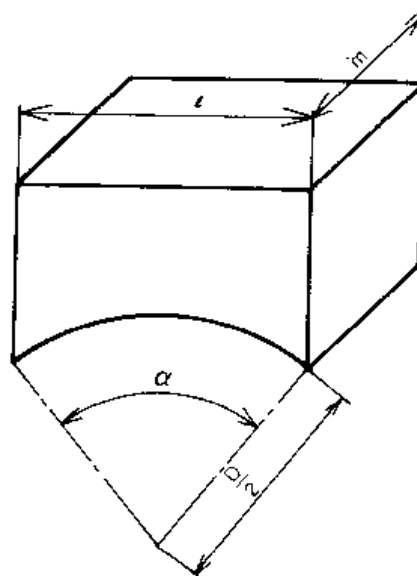


圖 X-6 剎車塊尺寸

12. 胴之周速 v (m/sec)

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000 \times 60} \quad n: \text{回轉數 (r.p.m)}$$

之關係求得。

13. 剎車容量 S ($\text{kgf} \cdot \text{m} / \text{cm}^2 \cdot \text{sec}$)

$$S = \mu \cdot p \cdot v$$

下列所示是剎車容量 S 之標準值。

依Hottle,

$$pv \leq 20 \quad \text{短時間使用者。}$$

$$pv \leq 10 \quad \text{長時間使用者。}$$

$$pv \leq 30 \quad \text{放熱狀態良好者。}$$

又依Krell,

$$\mu pv \leq 10 \quad \text{非激烈使用者。}$$

$$\mu pv \leq 6 \quad \text{激烈使用者。}$$

p : 容許面壓力 (kgf/mm^2)

μ : 摩擦係數

剎車容量 S 不適當時可回饋至構成要素4所示胴徑 D 之假定項。

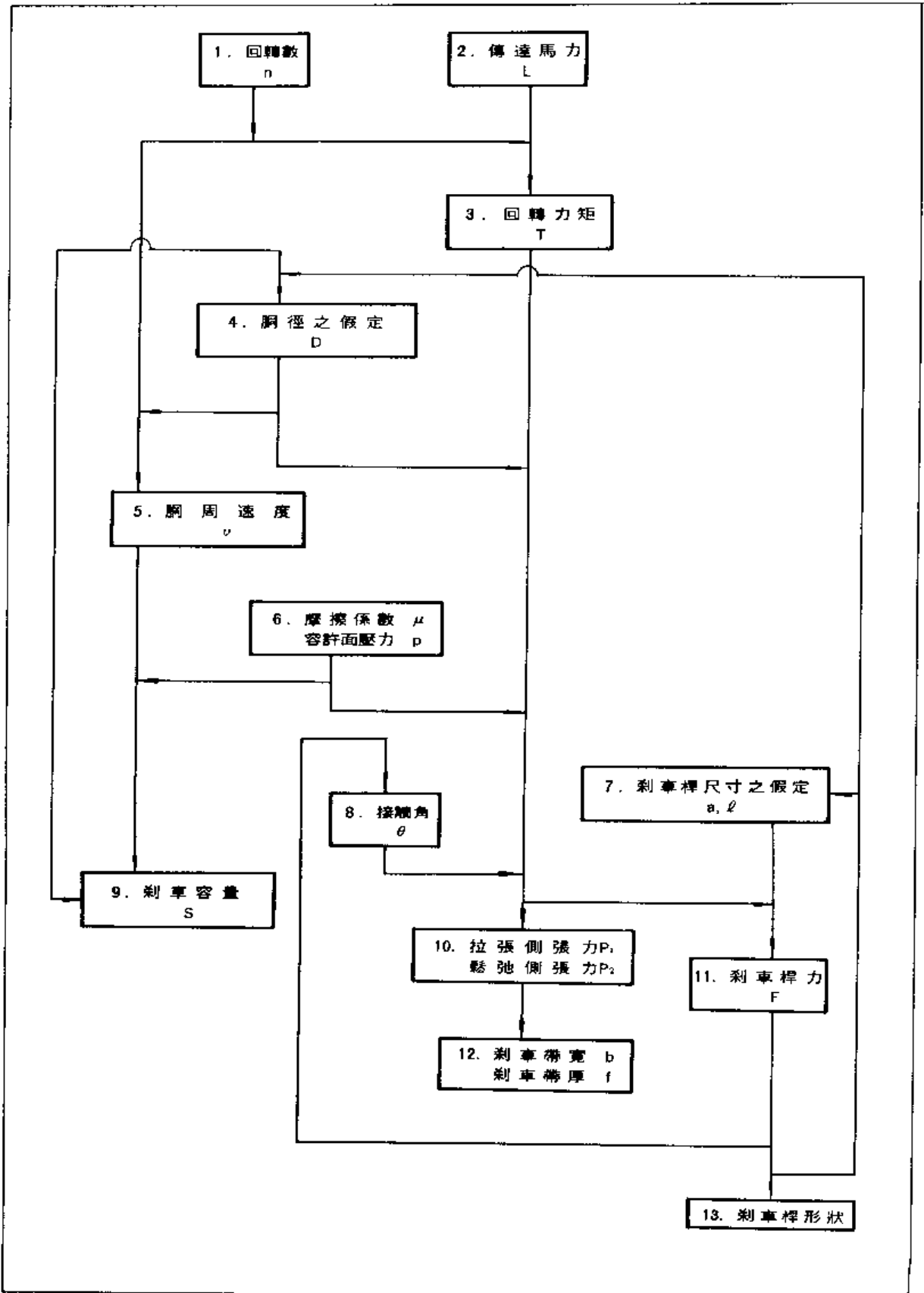


表 X-3 帶狀剎車之形狀

形式	A	B	C	D
圖				
力矩之平衡	右旋 $F \cdot l = P_2 \cdot a - P_1 \cdot c$	$F \cdot l = P_2 \cdot a + P_1 \cdot c$	$F \cdot l = P_2 \cdot a$	$F \cdot l = P_1 \cdot a + P_2 \cdot a$
	左旋 $F \cdot l = P_1 \cdot a - P_2 \cdot c$	$F \cdot l = P_1 \cdot a + P_2 \cdot c$	$F \cdot l = P_1 \cdot a$	
力車桿力P與剎係	右旋 $F = \frac{2T}{D \cdot l} \cdot \frac{a - c e^{\mu \theta}}{e^{\mu \theta} - 1}$	$F = \frac{2T}{D \cdot l} \cdot \frac{a + c e^{\mu \theta}}{e^{\mu \theta} - 1}$	$F = \frac{2T}{D \cdot l} \cdot \frac{a}{e^{\mu \theta} - 1}$	$F = \frac{2T}{D \cdot l} \cdot \frac{a(e^{\mu \theta} + 1)}{e^{\mu \theta} - 1}$
	左旋 $F = \frac{2T}{D \cdot l} \cdot \frac{a e^{\mu \theta} - c}{e^{\mu \theta} - 1}$	$F = \frac{2T}{D \cdot l} \cdot \frac{a e^{\mu \theta} + c}{e^{\mu \theta} - 1}$	$F = \frac{2T}{D \cdot l} \cdot \frac{a e^{\mu \theta}}{e^{\mu \theta} - 1}$	
備考	P : 摩擦力(剎車力)(kgf) P ₁ : 帶拉張側張力(kgf) P ₂ : 帶鬆弛側張力(kgf) θ : 帶與胴之接觸角(rad) μ : 摩擦係數 e : 自然對數之底數=2.71828		P = P ₁ - P ₂ $\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu \theta}$ P = $\frac{2T}{D}$	

帶狀剎車依帶兩端之固定位置有如表 X-3 所示之各種形式。

(A) 是差動帶剎車，例如當右旋時力矩 cP_1 有助於剎車作用。如果 $a \leq c \cdot e^{\mu \theta}$ 則 $F \leq 0$ ，自動的產生剎車，與前述塊狀剎車之剎車桿力 F 一樣，不能作為控制速度用之剎車器。若因其他條件致使摩擦係數 μ 多少產生變化設計時亦須注意不可使其近於此種狀態。一般 a 與 $c \cdot e^{\mu \theta}$ 之比為 2.5~3.0 又 a, c 中較小之值一般應在 30~50mm。

(B) 是 (A) 之 c 符號改變的場合。
 (C) 是 (A) c 值為零的場合。

被稱為帶狀剎車，其作用力小，使用方便，然依回轉方向，作用力極大不同，故僅適用於方向一定之起重機。

(D) 是 (B) 形成 $a=c$ 的場合，兩回轉方向產生之剎車力 F 相同，然普通 $e^{\mu \theta}$ 值約在 2~3，所以與其他帶狀剎車相較，需要較大之作用力。

1. 回轉數 n (r.p.m)

參照 X-1-2 構成要素 2 所示原動輪之回轉數 n 。

2. 傳達馬力 L (PS)

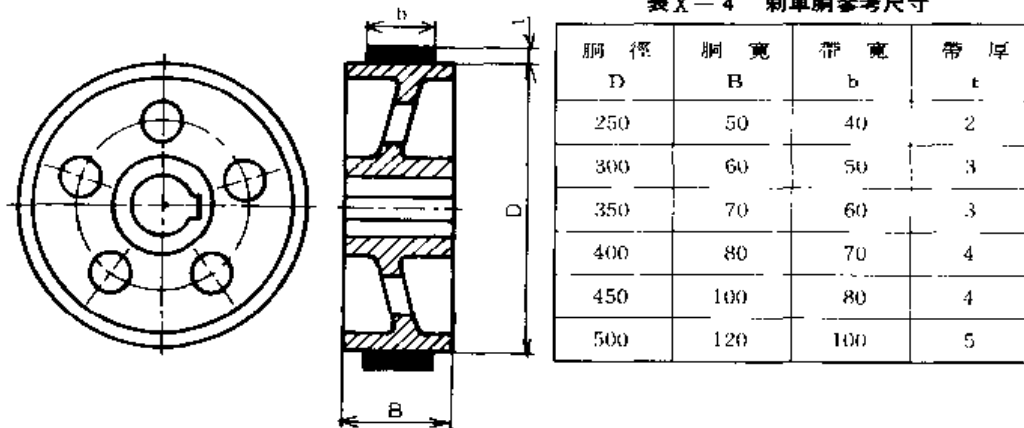
參照 X-1-2 構成要素 1 所示之傳達馬力 L 。

3. 回轉力矩 T (mmkgf)

由 $T = 716200 \frac{L}{n}$ 求得。

4. 胴徑之假定 D (mm)

參照 X-3-2 構成要素 4 所示胴徑 D 之假定，胴徑標準值可由表 X-4 假設之。



5. 胴周速 v (m/sec)

由 $v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000 \times 60}$ 求得。

6. 摩擦係數 μ ，容許面壓力 p (kgf/mm)

發生在胴圓周上之壓力分布情形如圖 X-7 所示。

$$P_{max} = \frac{2 \cdot P_2 e^{\mu \theta}}{D \cdot b}$$

$$P_{min} = \frac{2 \cdot P_2}{D \cdot b}$$

7. 制車桿尺寸之假定 a (mm), ℓ (mm)

參照 X-3-3 構成要素 7 所示制車桿尺寸之假定設定之。

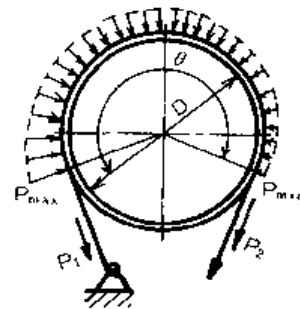


圖 X-7 壓力分布

8. 接觸角 θ (rad)

參照圖 X-7 所示之壓力分布情形。通常接觸角為 $180^\circ \sim 270^\circ$ ，然需要大制車力 F 時，將制車帶捲 2 圈使成 630° 的情況亦有，以 (rad) 表示是基於 $e^{\mu\theta}$ 所需要。

9. 制車容量 S (kgf·m/cm²·sec)

參照 X-3-5 構成要素 13 所示制車容量 S 。

10. 拉張側張力 P_1 (kgf), 鬆弛側張力 P_2 (kgf)

$$\text{依} \begin{cases} P_1 - P_2 = \frac{2T}{D} & D: \text{胴徑 (mm)} \\ P_1 - P_2 e^{\mu\theta} & \mu: \text{摩擦係數} \end{cases}$$

之聯立方程式算出。

11. 制車桿力 F (kgf)

$$F = \frac{2 \cdot T \cdot a}{D \cdot l (e^{\mu\theta} - 1)} \quad a, l: \text{參照表 X-3}$$

參照 X-3-3 構成要素 8 所示之制車桿力 F ，再回饋至構成要素 4 所示胴徑 D 之假定或構成要素 7 所示制車桿尺寸項。

12. 制車帶寬 b (mm), 制車帶厚 t (mm)

$$b = \frac{2P}{D \cdot p} \quad \begin{matrix} P: \text{制車力 (kgf)} \\ (= P_1 - P_2) \end{matrix}$$

通常制車帶寬 b 在 150mm 以下，制車力 F 大時可使用二條制車帶。

設制車帶之容許抗拉強度為 σ (kgf/mm²)

$$t = \frac{P_1}{\sigma \cdot b}$$

使用鋼帶時

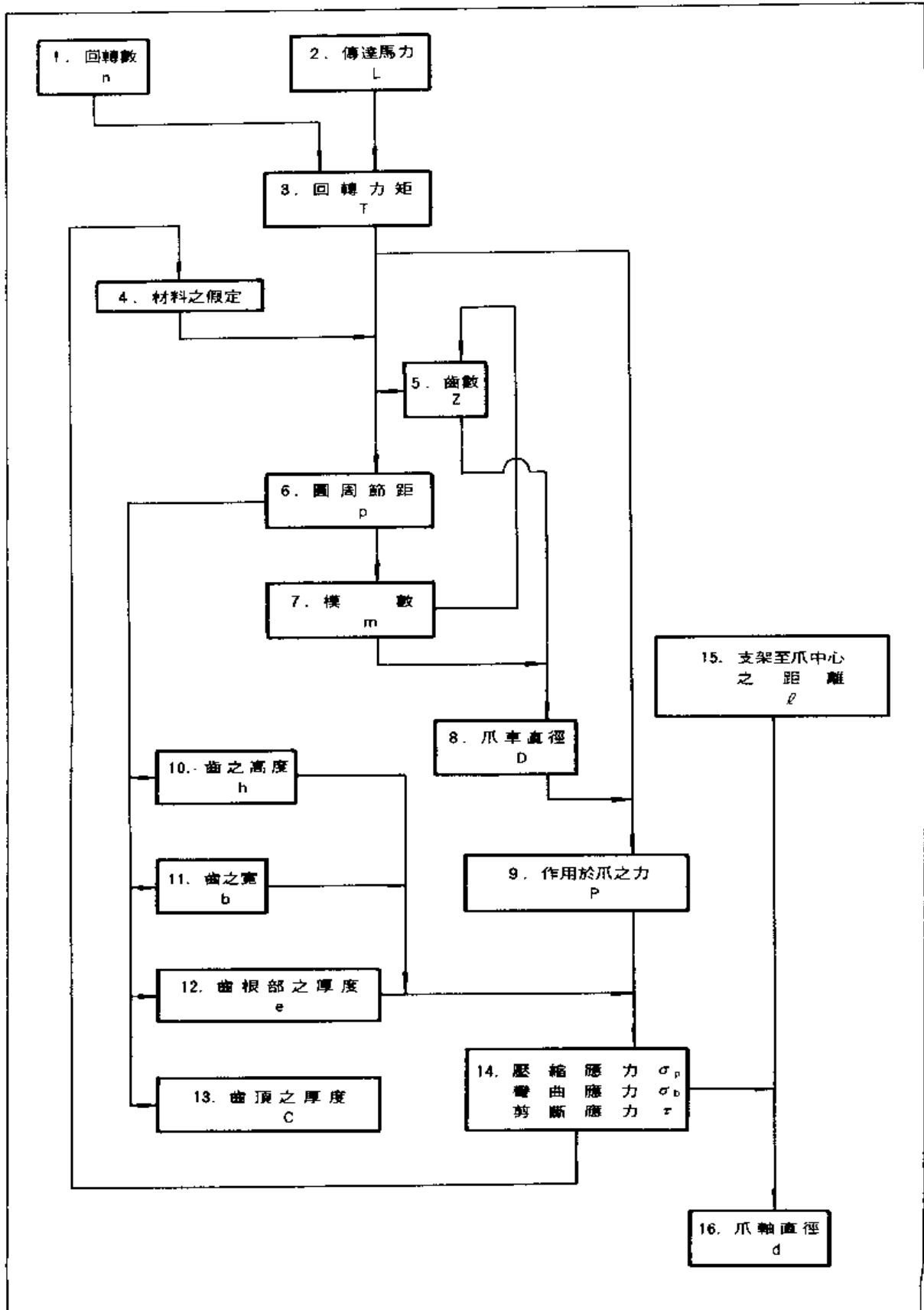
若考慮摩耗時，設 $\sigma = 5 \sim 6$ (kgf/mm²)

若不考慮摩耗時，設 $\sigma = 6 \sim 8$ (kgf/mm²)

一般於制車時為得一撓度，須取 $2 \sim 4$ mm。

13. 制車桿形狀

表 X-3 所示帶制車種類中之 c, D 型，可如 X-3-4 構成要素 10 所示制車桿形狀項來考慮，又 A 型, B 型也設制車帶與制車桿之裝配位置無撓度發生，算出近似的撓度，再依縱彈性係數 E 或斷面二次力矩 I ，並檢討制車桿之材質或形狀後決定之。



1. 回轉數 n (r.p.m)

參照 X-1-2 構成要素 2 所示原動輪之回轉數 n 。

2. 傳達馬力 L (PS)

參照 X-1-7 構成要素 1 所示之傳達馬力 L 。

3. 回轉力矩 T (mmmkgf)

可由 $T = 716200 \frac{L}{n}$ 之關係求得。

4. 材料之假定

由表 X-5 假定材料種類，並選擇其容許壓縮應力 σ_{pall} 。

表 X-5 主要材料之容許應力 (kgf/mm²)

材 料	拉 張			壓 縮		彎 曲			剪 斷			扭 曲		
	σ_{tall}			σ_{pall}		σ_{ball}			τ_{all}			$\sigma_{c.all}$		
	(a)	(b)	(c)	(a)	(b)	(a)	(b)	(c)	(a)	(b)	(c)	(a)	(b)	(c)
鍊 鐵	9	6	3	9	6	9	6	3	7.2	4.8	2.4	3.6	2.4	1.2
軟 鋼	9	6	3	9	6	9	6	3	7.2	4.8	2.4	6	4	2
	~15	~10	~5	~15	~10	~15	~10	~5	~12	~8	~4	~12	~8	~4
硬 鋼	12	8	4	12	8	12	8	4	9.6	6.4	3.2	9	6	3
	~18	~12	~6	~18	~12	~18	~12	~6	~14.4	~9.6	~4.8	~14.4	~9.6	~4.8
淬 火 鋼	-	-	-	-	-	7.5	5	-	-	-	-	60	40	-
鑄 鋼	6	4	2	9	6	7.5	5	2.5	4.8	3.2	1.6	4.8	3.2	1.6
	~12	~8	~4	~15	~10	~12	~8	~4	~9.6	~6.4	~3.2	~9.6	~6.4	~3.2
鑄 鐵	3	2	1	9	6	4.2	2.8	1.1	3	2	1	3	2	1

(a)：一定大小之力在一定方向作用時。

(b)：力之方向相同，其大小則周期性變化時。

(c)：力內方向不同時。

(a) : (b) : (c) = 1 : 2/3 : 1/3

5. 齒數 Z

普通假設為 6~25 只，依構成要素 7 所示模數 m 來決定。

6. 圓周節距 p (mm)

由 $p = 4.74 \cdot \sqrt{\frac{T}{Z \cdot \sigma_{p.all}}}$ 求得。

7. 模數 m (mm)

$$m = \frac{p}{\pi}$$

參照 JIS B1701 漸開線齒形及尺寸模數之標準值。

8. 爪輪直徑 D (mm)

由 $D = Z \cdot m$ 求得。 Z : 齒數
 m : 模數 (mm)

9. 作用於爪之力 P (kg)

由 $P = \frac{2T}{D}$ 求得。 T : 回轉力矩 (mmkg)

10. 爪輪之齒高 h (mm)

由 $h = 0.35p$ 求得。 p : 節距 (mm)
 普通 1.5~3.0 (mm) 左右。

11. 爪輪齒之寬度 b (mm)

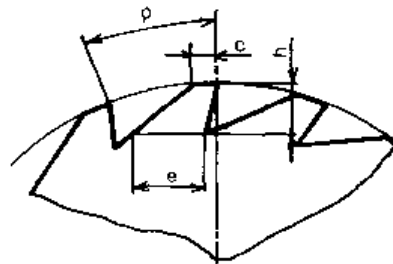
由 $b = 0.4p$ 求得。

12. 爪輪齒根之厚度 e (mm)

由 $e = 0.5$ 求得。

13. 爪輪齒頂端之厚度 c (mm)

由 $c = 0.25p$ 求得。



圖X-8 爪之尺寸

14. 壓縮應力 σ_p (kgf/mm^2), 彎曲應力 σ_b (kgf/mm^2), 剪斷應力 τ (kgf/mm^2)

$$\sigma_p = \frac{P}{b \cdot h} \quad \sigma_b = \frac{6 \cdot P \cdot h}{b \cdot e^2} \quad \tau = \frac{P}{e \cdot b}$$

將上式算出的面壓強度 σ_p , 彎曲應力 σ_b , 剪斷應力 τ 和表 X-5 所示之容許應力檢討, 若有不適時則回饋至構成要素 4 所示材料之假定項。

15. 支架至爪中心之距離 L (mm)

構成要素 8 爪輪直徑 D 等整體設計來假定之。

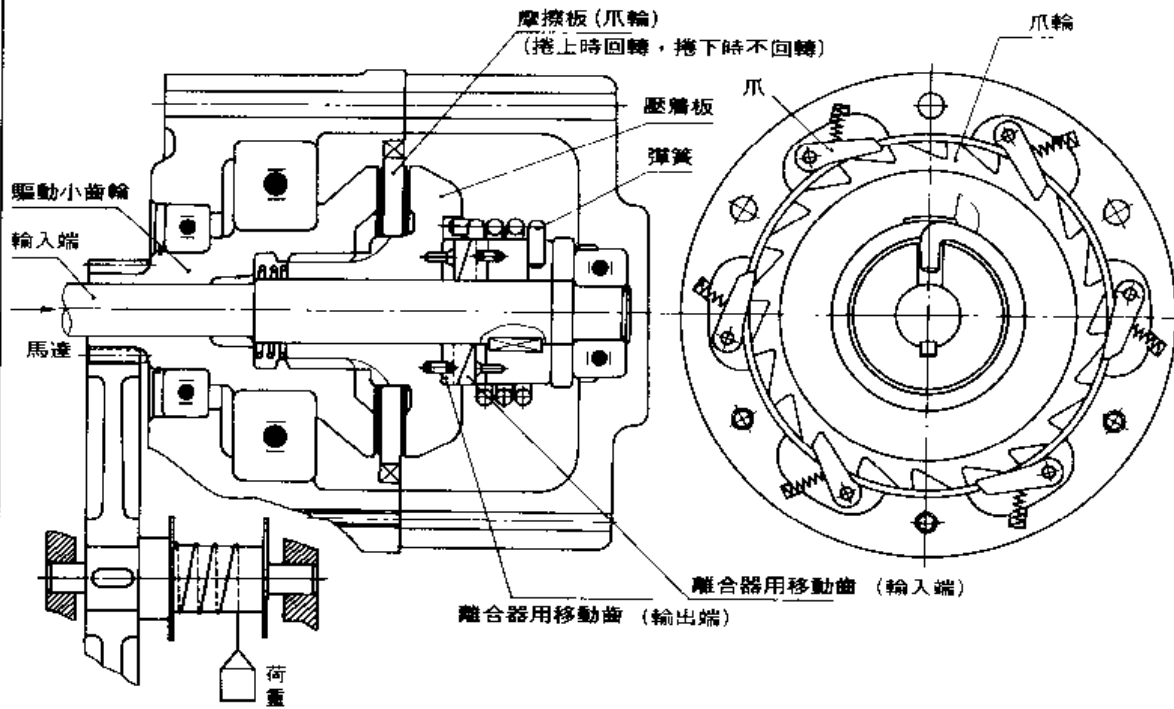
16. 爪軸直徑 d (mm)

由彎曲力矩
$$d = \sqrt[3]{\frac{32P \cdot L}{\pi \sigma_{b,all}}}$$

由剪斷
$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi \tau_{all}}} \quad \text{來計算。}$$

使用決定材料之容許彎曲應力 $\sigma_{b,all}$, 容許剪斷應力 τ_{all} 來算出軸徑 d 。唯此乃一支爪支撐負荷時之軸徑 d 。

現以圖 X-9 所示機械式剎車機構之爪輪為例設計之。



圖X-9 機械式剎車機構

① 回轉數 n
 設 $n = 1430$ (rpm)。

② 傳達馬力 L
 設 $L = 3.7$ (ps)。

③ 回轉力矩 T

$$T = 716200 \cdot \frac{L}{n} = 716200 \times \frac{3.7}{1430 \times \left(\frac{3}{4}\right)} = 2470.8 \text{ (mmkgf)}$$

④ 材料之假定
 設爪輪材為 S45C，由表 X-5 設 $\sigma_{\text{pall}} = 10$ (kgf/mm²)

⑤ 齒數 Z
 設齒數 $Z = 20$ 。

⑥ 圓周節距 P (mm)

$$P = 4.74 \sqrt{\frac{T}{Z \cdot \sigma_{\text{pall}}}} = 4.74 \sqrt{\frac{2470.8}{20 \times 10}} = 10.96 \text{ (mm)}$$

為使有更大裕度令 $P = 25$ (mm)。

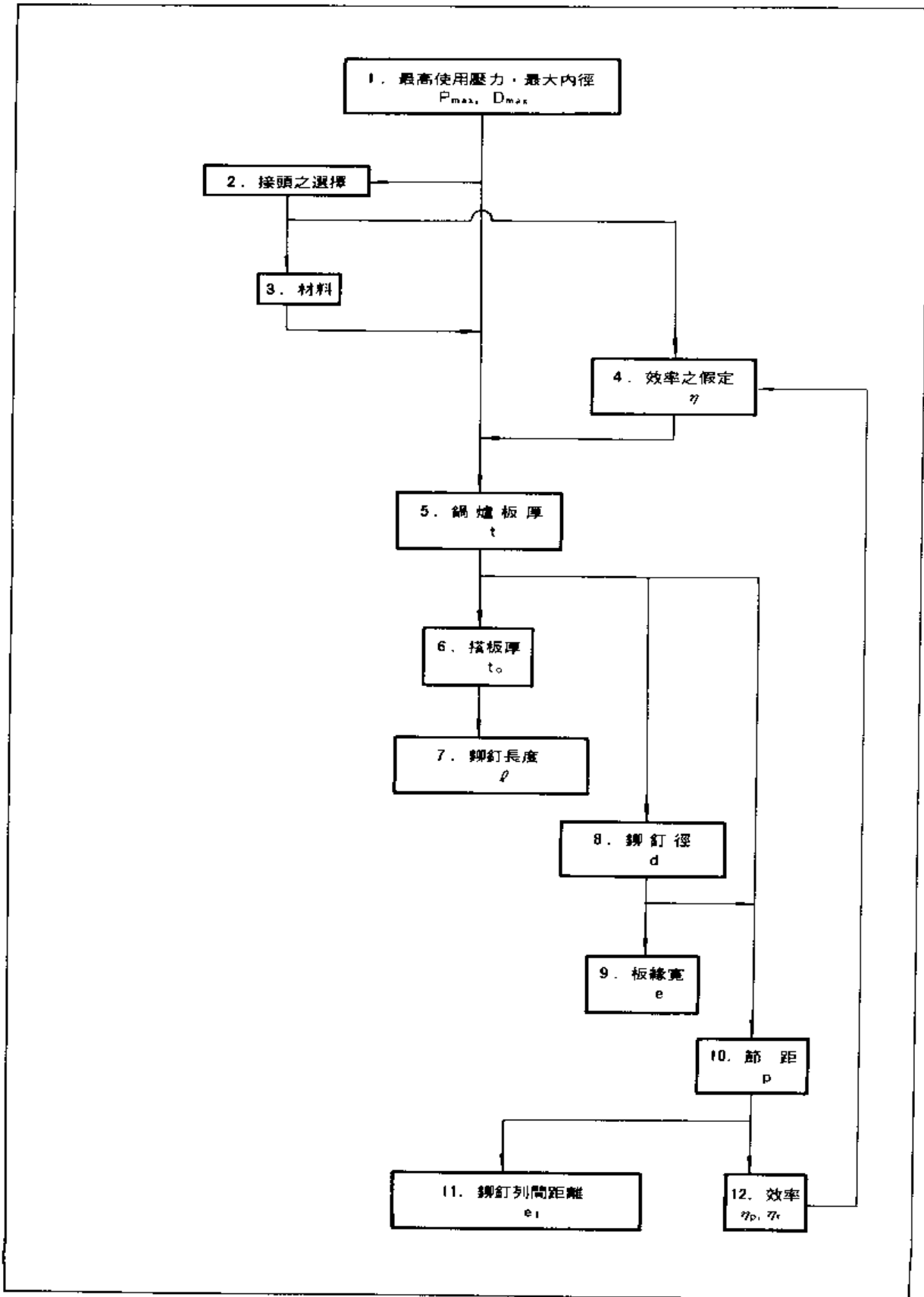
XI

鉚接接頭・熔接接頭

XI-1 鉚接接頭

XI-2 熔接接頭

XI-3 實例



此章將討論的是以鍋爐為例的鉚接接頭設計。在此對各種鍋爐之特徵並不詳述，唯希望讀者參照鍋爐協會制定的標準形之標準尺寸。

此處將舉例說明的是鍋爐中被廣泛使用的煙筒形鍋爐，現依頭部形狀，用途將鉚釘分類如表XI-1所示。

表 XI 1 鉚釘之分類

區分	種類	用途
冷間成形 鉚釘	圓形	一般用
	小圓形	
	盤形	
	薄平形	
	鍋形	
熱間成形 鉚釘	圓形	一般用
	盤形	
	平形	
	圓盤形	
	鍋爐用圓形	鍋爐用
	鍋爐用圓盤形	
	船用圓盤形	

有關冷間成形鉚釘之各種類詳細尺寸之規定及材質之指示，請參照JIS B1213(冷間成形鉚釘)。一般，使用強度最高之圓形、平形鉚釘唯鉚釘頭突出則不方便時，可使用盤形或圓盤形。

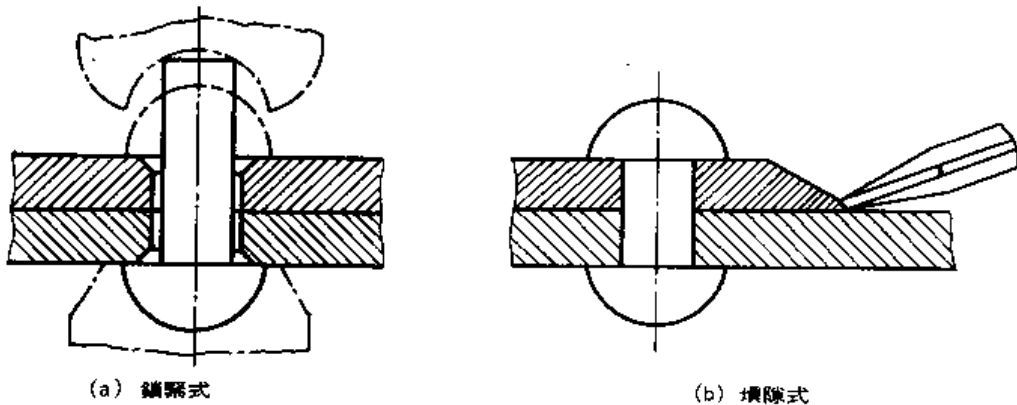


圖 XI-1 鉚接方式

1. 最大內徑 D_{max} (cm)及最高使用內壓 P_{max} (kgf/cm²)

關於爐筒形克尼修鍋爐・蘭開夏鍋爐之標準形式，鍋爐協會已有製定，而其最大內徑，最高使用壓力則如表XI-2所示。

表XI-2 最大內徑 D_{max} ・最高使用壓力 P_{max}

鍋爐種類	最大內徑 (mm)	最高使用壓力	
		(atg)	(kgf/cm ²)
克尼修 鍋爐	1500	8.5	9.81
		7	8.26
		8.5	9.81
	1350	7	8.26
		8.5	9.81
		7	8.26
蘭開夏 鍋爐	2400	10	11.36
		8.5	9.81
		7	8.26
	2300	10	11.36
		8.5	9.81
		7	8.26
2150	10	11.36	
	8.5	9.81	
	7	8.26	

2. 接頭之選擇

依內徑 $D \times$ 內壓 P_1 值之大小選擇鉚接接頭種類之基準如下表XI-3所示。

表XI-3 接頭種類之選擇

接 頭 種 類	$D \times P_1$ (kgf/cm)	
	縱長方向	圓周方向
1 列 鉚 釘 搭 接 接 頭	~1000	~2000
2 列 鉚 釘 搭 接 接 頭	800~1900	1600~3800
3 列 鉚 釘 搭 接 接 頭	1400~2700	2800~5400
2 列 鉚 釘 兩 搭 板 對 接 接 頭	1700~3200	3400~6400
3 列 鉚 釘 兩 搭 板 對 接 接 頭	2600~4600	5200~9200

關於縱向接頭請參照JIS B8201(陸用鋼製鍋爐之構造)

以下將以縱向接頭為中心，進行敘述。

3. 鍋爐材料及鉚釘材料之容許應力 σ_a (kgf/mm²) (表 XI-4)

表 XI-4 鍋爐材料之種類及其容許應力

名稱	種類	記號	最小抗拉強度 (kgf/mm ²)	容許應力(kgf/mm ²) σ_a (溫度350°C)
一般構造用 壓延鋼材	1種	SS34	34	8.5
	2種	SS41	41	9.8
鍋爐用 壓延鋼材	第1種	SB35	35	8.8
	第2種	SB42	42	10.5
	第3種	SB46	46	11.5
鉚釘用 壓延鋼材	1種	SV34	34	8.5
	2種 甲,乙	SV41 A, B	41	10.3

依(最小抗拉強度)/(安全率)之值來決定容許應力的場合，其安全率如表 XI-5 所示。

表 XI-5 鉚釘材料之安全率

接頭種類		機械鉚接	手鉚接
單列·2列搭接		4 ~ 4.75	4.75 ~ 5
兩搭板	單側之搭板狹小時	4.1 ~ 4.3	4.3 ~ 4.5
	兩側搭板同寬時	4 ~ 4.25	4.25 ~ 4.5

4. 效率 η 之假設

表 XI-6 是假設鉚接接頭效率 η 之參考表。最後效率未必就是在此範圍內，然在計算過程中足一有益之參考。

表 XI-6 效率 η 之概略值

接頭	鉚釘列	效率(%)
搭接接頭	1	45 ~ 60
	2	60 ~ 75
	3	65 ~ 84
對接接頭	1	55 ~ 65
	2	70 ~ 80
	3	75 ~ 88
	4	85 ~ 95

5. 鍋爐板厚 t (mm)

板厚 t 可依次式求得。

(1) 鍋爐外徑 600mm 以下的場合

$$t = \frac{P_i \cdot D}{200 \sigma_a \cdot \eta + 2 k P_i} + a$$

(2) 鍋爐外徑 600mm 以上的場合。

$$t = \frac{P_i \cdot D}{200 \sigma_a \cdot \eta - 2 P_i (1 - k)} + a$$

在此，

P_i ：使用壓力 (kgf/cm²)

D ：內徑 (mm)

σ_a ：鍋爐材之抗拉容許應力 (kgf/mm²)

η ：縱向接頭之效率

k ：依鍋爐材料而變之常數如下表。

表 XI-7 常數 k 之值

材料 \ 溫度(度)	480以下	510	535	565	590	620以上
肥粒鐵系鋼材	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
奧斯田鐵系鋼材	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7

a ：對腐蝕之常數。

$$D \leq 600\text{mm} \quad a = 1.65\text{mm}$$

$$D > 600\text{mm} \quad P_i > 28\text{kgf/cm}^2 \text{時}$$

$$a = 2.5\text{mm}$$

$$P_i \leq 28\text{kgf/cm}^2 \text{時}$$

$$a = 1\text{mm}$$

6. 搭板厚 t_0 (mm)

搭板之最小厚度依次式求得 (JIS B8201 陸用鋼製鍋爐之構造)

$$t_{\text{min}} = 0.6t + 2$$

t_{min} ：搭板之最小厚度 (mm)

t ：鍋爐板厚 (mm)

又決定搭板厚 t_0 時之基準如下二式。

① 兩搭板 2 列鉚釘對接接頭： $t_0 = (0.6 \sim 0.7)t$

② 兩搭板 3 列鉚釘對接接頭： $t_0 = 0.8t$

7. 鉚釘長 l (mm)

此處所謂之鉚釘長 l 如圖 XI-2 (a) 和圖 XI-2 (b) 鉚釘頭下之長 l_0 。

$$l = t + 1.2t_0$$

$$l_0 = l + (1.3 \sim 1.75)d$$

t : 鉚爐板厚 (mm) d : 鉚釘徑 (mm)

t_0 : 搭板厚 (mm)

基準長請參照 JIS B1213 (冷間成形鉚釘)。

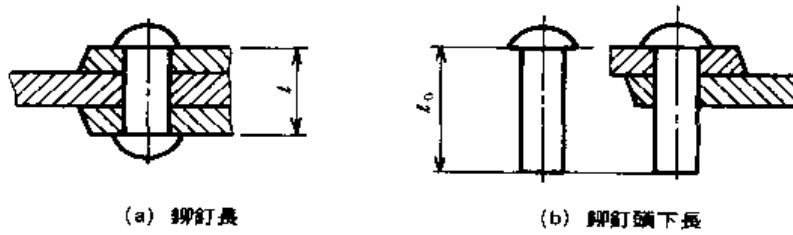


圖 XI-2 鉚釘長·鉚釘頭下長

8. 鉚釘徑 d (mm) (JIS B1213冷間成形鉚釘參照)

決定鉚釘徑 d 實驗的簡易式。

搭接接頭 $d = \sqrt{50t} - 4$

對接接頭 $d = \sqrt{50t} - (6-7)$

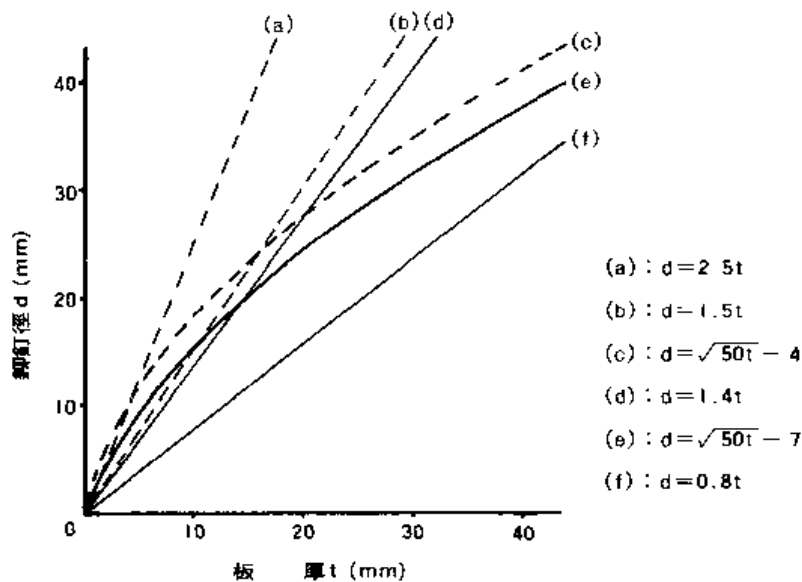


圖 XI-3 板厚與徑 d

一般可採用上列諸式，其力學的解析如下。

8. (續)

(1) 搭接接頭

鉚釘之力學平衡關係如次式所示。

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \tau_{rs} = t \cdot d \cdot \sigma_s$$

d : 鉚釘徑(mm) t : 鍋爐板厚(mm)

 τ_{rs} : 鉚釘材之剪斷強度(kgf/mm²) σ_s : 鍋爐材之抗拉強度(kgf/mm²)

在此以最大剪斷應力說來說明。

$$\tau_{rs} = \frac{\sigma_s}{2} \quad (\text{唯設鉚釘材與鍋爐材相同})$$

將此代入前式後整理之

$$\text{則成爲 } d = 2.5t$$

然實際上若將加工硬化考慮進去

$$\text{則 } \tau_{rs} = 0.85\sigma_s$$

應為妥當。因此 $d = 1.5t$

$$\text{所以可取 } d = (1.5 \sim 2.5)t$$

$$d = (1.5 \sim 2.5)t$$

$d = (1.5 \sim 2.5)t$ 和實驗式 $d = \sqrt{50t - 4}$ 之關係如圖 XI-3 所示。由此吾人獲知實驗式在某種程度範圍內是可以採用。其關係如圖 XI-3 所示之 (a), (b)。

(2) 對接接頭

對接的場合，其力學平衡關係如次式所示。

$$1.8 \times \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \tau_{rs} = t \cdot d \cdot \sigma_s$$

對接的場合，鉚釘有兩個剪斷面，所以其安全係數應為搭接的 2 倍，然一般取 1.8 倍亦無妨

對接接頭的場合，同樣亦採最大剪斷應力說

$$\text{則 } d = 1.4t$$

若再考慮加工硬化，則 $d = 0.8t$

$$\text{所以 } d = (0.8 \sim 1.4)t$$

$$\text{則 } d = 1.4t$$

若再考慮加工硬化，則 $d = 0.8t$

$$\text{所以 } d = (0.8 \sim 1.4)t$$

又因為熱應力的關係殘留拉張應力有可能會超過比例限度，所以鉚釘長應取

$$l \leq 3d$$

而對接的場合應使 $l = t + 2t_0$ (t_0 : 搭板厚)現設 $t_0 = 0.7t$ ，則 $d \geq 0.8t$

$$d = (0.8 \sim 1.4)t \text{ 與實驗式 } d = \sqrt{50t - 7} \text{ 之關係如圖 XI-3 所示(實線(d), (e), (f))}$$

9. 板緣寬 e (mm)

板緣寬 e 一般依下式求得

(1.) 縱向接頭の場合

鏡板若沒有以管或縱向鐵條支撐の場合，對剛圓周之板緣寬 e 是

$$e = (1.5 \sim 1.75)d \quad d: \text{鉚釘徑(mm)}$$

(2.) 其他場合

$$e = (1.25 \sim 1.75)d$$

上列式是 JIS B8201 (陸用鋼製鍋爐之構造) 之規定，而理論上應如下述。

就圖 XI-4 剪斷破壞之一例來看板之剪斷破壞的話

$$\text{則 } \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \tau_a = 2 \cdot (e - \frac{d}{2}) \cdot t \cdot \tau_s$$

t : 鍋爐板厚(mm) τ_s : 板材之剪斷強度 (kgf/mm²)

τ_a : 鉚釘材之剪斷強度 (kgf/mm²)

在此吾人採用最大剪斷應力量，當 $\tau_a = 0.5 \sigma_a, t = d/2.5$ 。

由構成要素 8，鉚釘徑 d 設 $\tau_a = \tau_s$

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

$$e = 1.5d$$

又若 e 大，則實施填隙時，板會有彎曲氣密性惡化的可能。故一般以

$$e = (0.5 \sim 2)d \text{ 為適當}$$

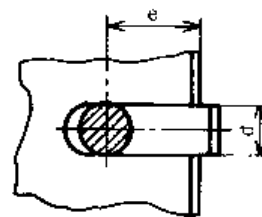


圖 XI-4 剪斷破壞之一例

10. 節距 p (mm)

JIS B8201 (陸用鋼製鍋爐之構造) 僅對最大節距 P_{max} 做如下規定，即

$$P_{max} \leq C \cdot t + 42$$

C : 係數 (參照表 XI-8)

表 XI-8 係數 C 之值

節距 P 內之鉚釘數	C	
	搭接接頭	兩搭板對接之接頭
1	1.30	1.75
2	2.60	3.50
3	3.45	4.60
4	4.15	5.50
5		6.00

10. (續)

一般依表 XI-9 節距計算式之簡易式來決定節距 p。

表 XI-9 節距計算式

接 頭 種 類		p (mm)	
搭 接 接 頭	1 列	2d + 8	
	2 列	下 鳥 型	2.6d + 15
		平 行 型	2.6d + 10
3 列	——	3d + 22	
兩 搭 板 對 接 接 頭	2 列	各列之節距相同	3.5d + 15
		外側列之節距是內側之 2 倍	5d + 15
		兩側搭板之寬不同	5d + 15
	3 列	——	6d + 20

d : 鉚釘徑 (mm)

就力學觀點來看，節距 p 之最小值應如下。

(1) 板壓縮破壞之情形

如圖 XI-5 壓縮破壞之一例所示，其力學平衡狀態應如下。

$$\text{即 } \frac{P_1 \cdot D}{2} \cdot p = \pi \cdot i \cdot t \cdot d \cdot \sigma_a$$

P_1 : 內壓 (kgf/mm²)

D : 內徑 (mm)

i : 鉚釘列數

π : 荷重分布係數 (= 1)

t : 鍋爐板厚 (mm) d : 鉚釘徑 (mm)

σ_a : 鍋爐材之抗拉強度 (kgf/mm²)

$$\text{因此 } p = \frac{2 \cdot \pi \cdot i \cdot t \cdot d \cdot \sigma_a}{P_1 \cdot D}$$

(2) 板拉張破壞之情形

圖 XI-6 拉張破壞之一例所示其力學之平衡為

$$\frac{P_1 \cdot D}{2} \cdot p = (p - d) \cdot t \cdot \sigma_a$$

$$\text{因此 } p = \frac{d \cdot t \cdot \sigma_a}{t \cdot \sigma_a - \frac{P_1 \cdot D}{2}}$$

力學的平衡式在設計階段雖不為使用，然檢驗的時候，這些式子則是不可欠缺的公式。

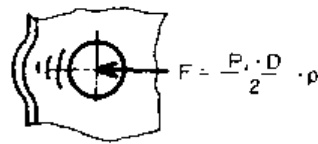


圖 XI-5
壓縮破壞之一例

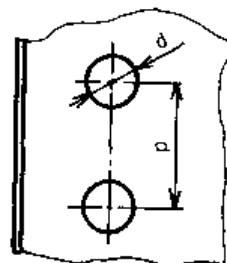


圖 XI-6
拉張破壞一例

11. 鉚釘列間距離 e_1 (mm)

表 XI-10 鉚釘列間距離

縱向接頭	$p/d \leq 4$	$e_1 \geq 2d$
	$p/d > 4$	$e_1 \geq 2d + 0.1(p - 4d)$
圓周接頭	—	$e_1 \geq 1.75d$

d : 鉚釘徑 (mm)

p : 節距 (mm)

以上所列為 JIS 之規定，唯鉚釘列間距離之設定若採用表 XI-11 所示鉚釘列間距離計算式之簡易式則更方便。圖 XI-7 是 3 列搭接接頭之例。

表 XI-11 鉚釘列間距離計算式

接 頭 種 類		e_1 (mm)	
搭 接 接 頭	2 列	交 錯 型	$0.6p$
		平 行 型	$0.8p$
	3 列	—	$0.5p$
兩 搭 板 對 接 接 頭	2 列	各列之節距相同	$0.5p$
		外側列之節距為內側之 2 倍	$0.4p$
	3 列	—	$0.38p$

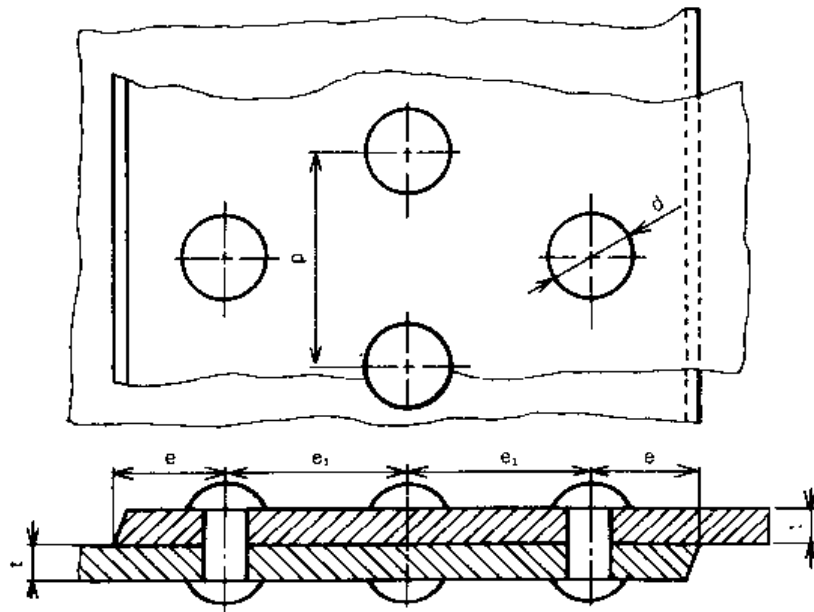


圖 XI-7 3 列搭接接頭

12. 效率 η_p, η_r (1) 板被拉張破壞的場合，其接頭效率 η_r

$$\eta_r = \frac{p-d}{p}$$

p : 節距 (mm)

d : 鉚釘徑 (mm)

上式乃依下式求得

$$\eta_r = \frac{\text{有孔板之拉張力}}{\text{無孔板之拉張力}} = \frac{(p-d) \cdot t \cdot \sigma_a}{p \cdot t \cdot \sigma_a}$$

t : 鍋爐板厚 (mm)

 σ_a : 鍋爐材之抗拉強度 (kgf/mm²)(2) 鉚釘被剪斷破壞的場合，其接頭效率 η_r

$$\text{搭接接頭} \quad \eta_r = \frac{K \cdot i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \tau_{ra}}{p \cdot t \cdot \sigma_a}$$

$$\text{對接接頭} \quad \eta_r = \frac{1.8K \cdot i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \tau_{ra}}{p \cdot t \cdot \sigma_a}$$

 σ_a : 鍋爐材之抗拉強度 (kgf/mm²) τ_{ra} : 鉚釘材之剪斷強度 (kgf/mm²)

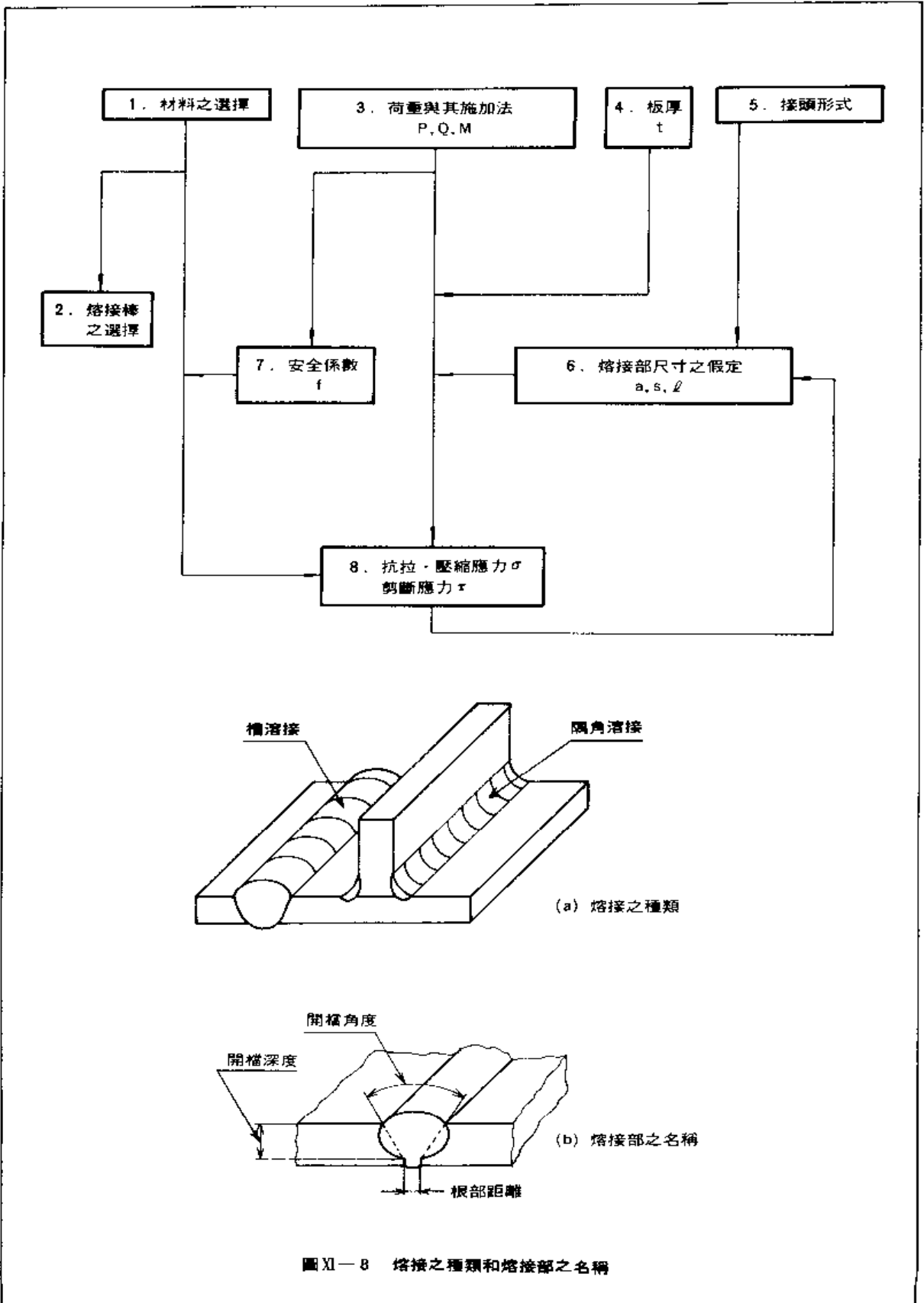
i : 鉚釘列數

K : 荷重分布之係數 (=1.0)

上式為依

$$\eta_r = \frac{\text{鉚釘之剪斷力}}{\text{無孔板之拉張力}} \quad \text{求得}$$

η_p, η_r 若被求出，則回顧至構成要素 4，效率 η 之假定，確認是否滿足 $\eta_p \cdot \eta_r \geq \eta$ 之條件，若能滿足則設計上的必要要素均可決定，若不能滿足時，則將構成要素 4 之假定效率 η 重新設定，計算之。



1. 材料之選擇

選擇材料時必須滿足設計上要求之強度，和其他機械性質，同時亦須就焊接性的觀點來看其使用之材料是否妥當。

焊接構造用鋼材特別被要求的性質是其切口韌性。選擇此性質良好的材料時，主要的應注意到如下表所示。

表 XI-12 選擇材料時主要的注意事項

	鋼材之特徵	備 考
化學成分	($\frac{\text{錳}}{\text{碳素}}$) 之比大	錳、鎳、微量的鈦、鋁等之添加可使材質改善。
煉 鋼 法	充分脫氧	全靜鋼 > 半靜鋼 > 淨面鋼 (充分 ← 脫氧 → 不充分)
結晶粒度	粒度微細	—————

以上是焊接構造用鋼材選擇時，主要的注意事項，另產品幾乎都須經過加工而成，所以其切斷，沖壓等加工性亦必須良好才可。換言之，選擇材料時應將上述材料性質列入考慮並符合設計上要求的強度才可。

又，一般最常使用於構造物之普通鋼如下。

JIS G3101 (1973) 「一般構造用壓延鋼材」

2 種 (SS41) 4 種 (SS55) 等。

IS G3106 (1973) 「焊接構造用壓延鋼材」

1 種 (SM41 A, B, C) 3 種 (SM50 YA, YB) 等。

JIS G3103 (1966) 「鍋爐用壓延鋼材」

2 種 (SB42) 3 種 (SB46) 等。

又，低合金高張力鋼等亦大量被使用。

2. 熔接棒之選擇

選擇熔接棒時，不可輕視其與母材之關係。在此將JIS 規定之主要熔接棒和其適用材料示於表 XI-13。

表 XI-13 主要熔接棒與其適用材

JIS 編號	名稱	適用
JIS Z 3201	軟鋼用 瓦斯熔接棒	容易熔接的 碳素鋼、低合金鋼
JIS Z 3210	薄鋼板用 被覆電弧熔接棒	薄鋼板
JIS Z 3212	高張力鋼用 被覆電弧熔接棒	抗拉強度50(kgf/mm ²), 53(kgf/mm ²), 58(kgf/mm ²)之高張力鋼
JIS Z 3221	鋼 被覆電弧熔接棒	鉻11%以上、鎳22%以下之熔着金屬不銹鋼
JIS Z 3223	鉍鋼及 鉻鉍鋼 被覆電弧熔接棒	鉻6%以下、鉍2%以下之熔着金屬之鉍鋼和鉻鉍鋼
JIS Z 3241	低溫用鋼 被覆電弧熔接棒	低溫使用鋼，是以鉍全淨鋼、2.5%之鎳鋼、3.5%之鎳鋼較適當。

3. 荷重與其施加法 P (kgf), M (mmkgf)

- (i) 承受拉張或壓縮力 P 的場合。
- (ii) 承受剪斷力 Q 的場合。
- (iii) 承受彎曲力矩 M 的場合。
- (iv) 承受彎曲力矩 M 與剪斷力 Q 的場合。

荷重之施加法有如上所述之 4 種，若荷重大小已知則使用此值，否則在熔接設計前階段的設計時可先假定之。

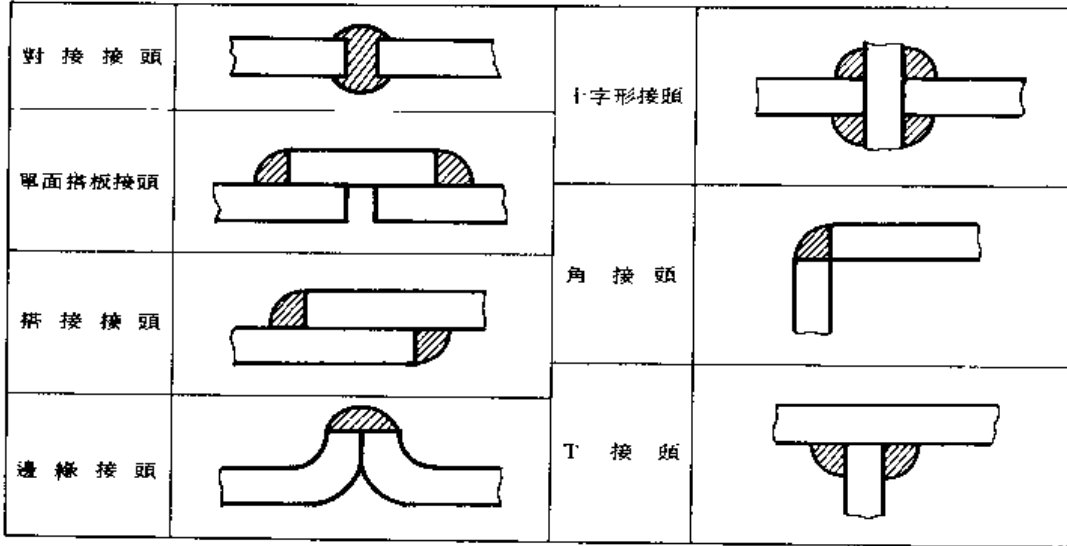
4. 板厚 t (mm)

可由熔接設計前的強度計算求得。

例如，若是鍋爐則可依其內壓、外壓，求得。

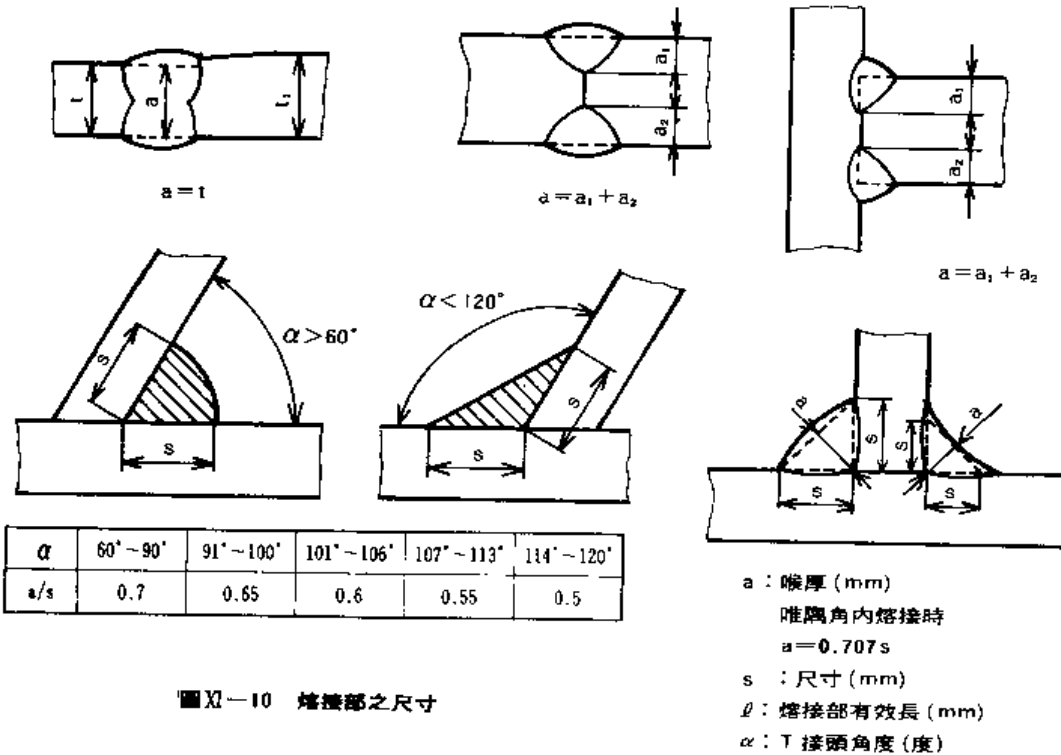
5. 接頭之形式

主要的接頭形式如圖XI-9所示



圖XI-9 接頭之形式

6. 熔接部尺寸之假定 a (mm), s (mm), l (mm)



圖XI-10 熔接部之尺寸

表XI-14 開槽形狀與尺寸

表 XI-14 開槽形狀與尺寸

開槽形狀	熔接面	板厚 t (mm)	交點 p 間隔 a (mm)	開槽角 θ (度)	交合面 b (mm)	交合半徑 r (mm)
	單側	3.2 ~4.8	1.6 ~3.2	—	—	—
	兩側	3.2 ~6	3.2	—	—	—
	單側	>9.6	3.2 ~6.4	60	0~3.2	—
	兩側	4.8 ~9.6	1.6 ~4.8	60	0~1.6	—
	單側	>12.7	0~3.2	10 ~20	1.6 ~3.2	9.6 ~4.8
	兩側	>12.7	3.2 ~6.4	60	0~3.2	—
	兩側	>25.4	0~3.2	10~20	1.6 ~3.2	9.6 ~4.8
	兩側	>12.5	4.8 ~8.0	45~50	0~1.6	—

7. 安全係數 f

由表 XI-15 所示之安全係數 f 可獲知是由於鋼的材質均¹, 所以安全係數 f 可以取小, 故和鑄鐵互相比較, 可達輕減材料之目的。

表 XI-15 安全係數 f

		鑄鐵	壓延鋼材
靜荷重		4	3
脈動荷重	緩急	7	5
	急	12	10
荷重	緩急	10	6
	急	16	12
基礎物		8	5
容器		6	4
手桿及聯桿		20	15
曲軸		9	6
托架		6	4
齒輪及飛輪		11	7
飛輪之固緣		20	8

8. 拉張應力或壓縮應力 σ (kgf), 剪斷應力 τ (kgf/mm²)

表 XI-16 熔接接頭之強度計算式(剪斷變形能量說)

荷重條件	對接熔接接頭	隅角內熔接接頭
承受拉張 壓縮之力 P	$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{pt} \text{ or } \sigma_{pc}$	$\tau = \frac{F}{\sum(a \cdot \ell)} \leq \sigma_{ps}$
承受剪斷力 Q	$\tau = \frac{Q}{A} \leq \sigma_{ps}$	$\tau = \frac{Q}{\sum(a \cdot \ell)} \leq \sigma_{ps}$
承受彎曲力矩 M	$\sigma = \frac{M}{Z} \leq \sigma_{pt} \text{ or } \sigma_{pc}$	$\sigma = \frac{M}{Z'} \leq \sigma_{ps}$
同時承受彎曲力矩 和剪斷力 Q	$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M}{Z}\right)^2 + 3\left(\frac{Q}{A}\right)^2} \leq \sigma_{pt} \text{ or } \sigma_{pc}$	$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M}{Z'}\right)^2 + \left(\frac{Q}{A'}\right)^2} \leq \sigma_{ps}$

- A : 喉部斷面積 (mm²)
- A' : 承擔剪斷力的隅角內之有效喉部斷面積 (mm²)
- Z : 喉部斷面積之斷面係數 (mm³)
- Z' : 將各隅角之喉部斷面投影於與材斷面平行之面上時, 所得圖形之斷面係數 (mm³)
- a : 各隅角之喉厚 (mm)
- ℓ : 各隅角之有效熔接長 (mm)
- σ_{pt} : 容許抗拉張力 (kgf/mm²)
- σ_{pc} : 容許壓縮應力 (kgf/mm²)
- σ_{ps} : 容許剪斷應力 (kgf/mm²)

此項中算出的各應力和構成要素 1 所示者相比較, 若在安全範圍內則熔接部尺寸之假定是適當的, 否則應回饋至構成要素 6 之項檢討之。

1. 要形狀之應力計算式如圖 XI-11(1)~(4)所示。

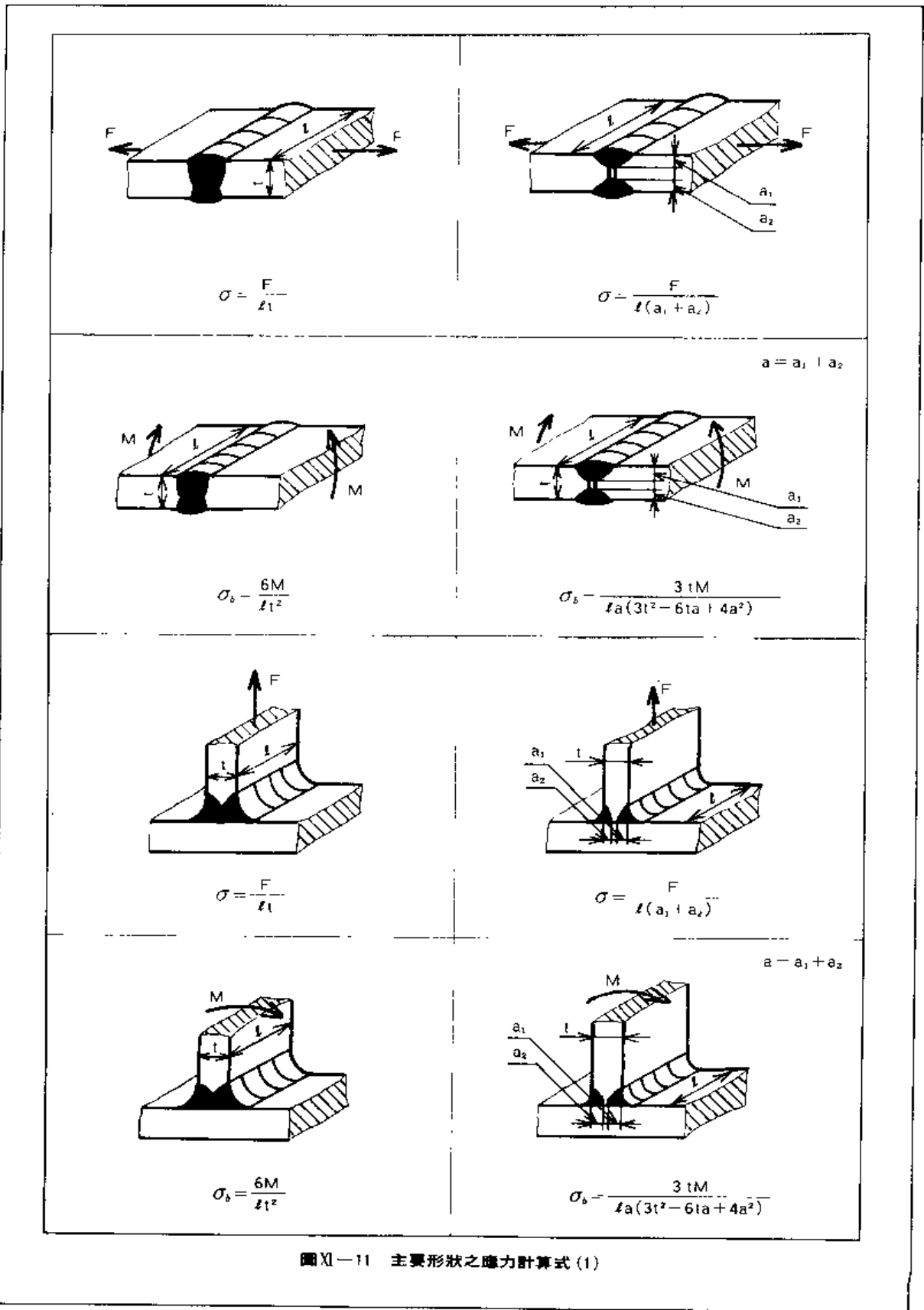


圖 XI-11 主要形狀之應力計算式 (1)

$$\sigma_b = \frac{6FL}{t^2}$$

$$\tau = \frac{F}{t}$$

$$\sigma_b = \frac{3tFL}{ta(3t^2 - 6ta + 4a^2)}$$

$$\tau = \frac{F}{2t}$$

$a = a_1 + a_2$

$$\sigma_b = \frac{6M}{t^2}$$

$$\sigma_b = \frac{3M}{t^2a}$$

$$\sigma_b = \frac{6FL}{t^2}$$

$$\tau = \frac{F}{t}$$

$$\sigma_b = \frac{3FL}{t^2a}$$

$$\tau = \frac{F}{2ta}$$

$$\tau = \frac{M(3L + 1.8t)}{L^2t}$$

$$\tau = \frac{M}{2(t-a)(L-a)a}$$

圖 XI-11 主要形狀之應力計算式 (2)

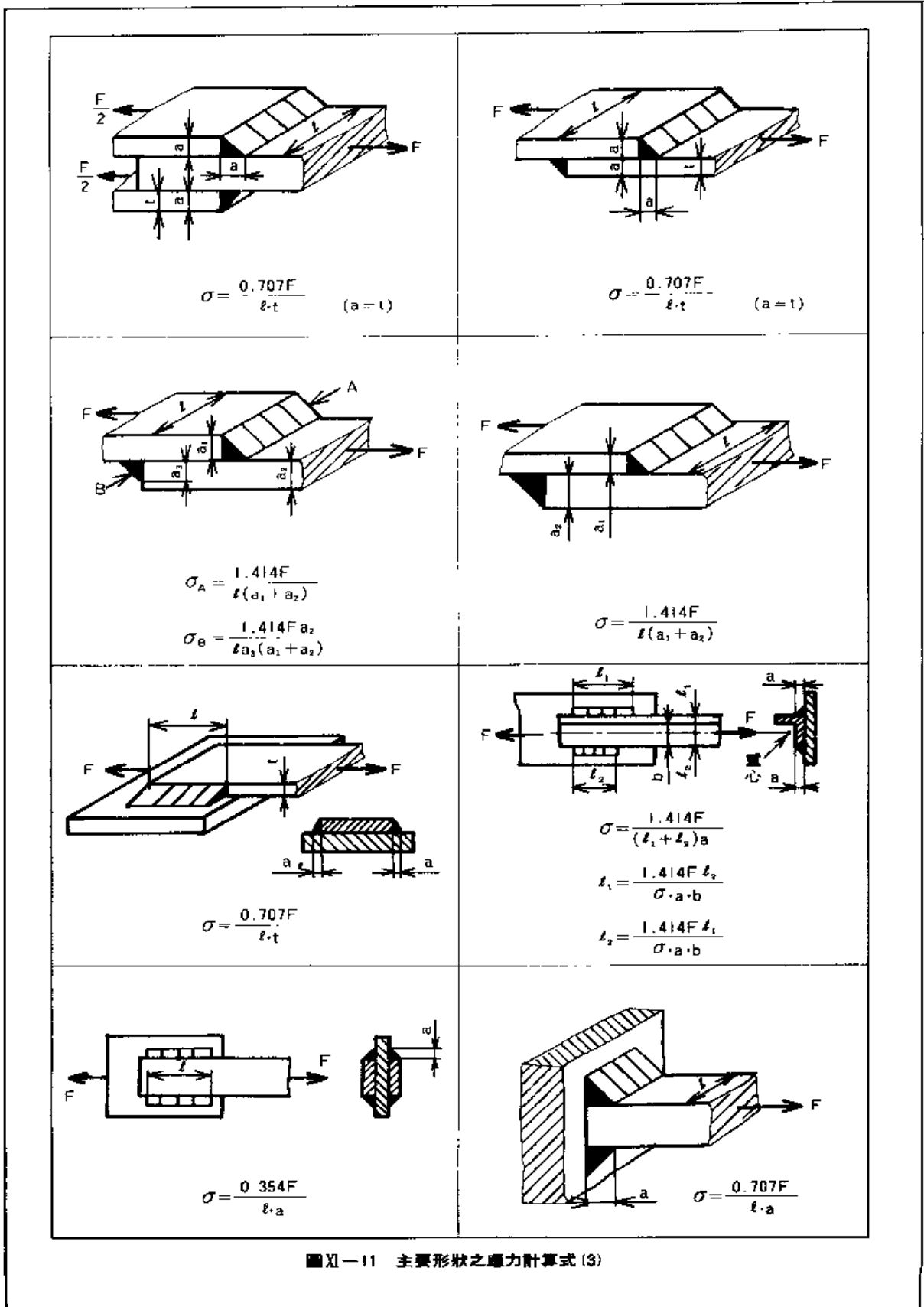


圖 XI-11 主要形狀之應力計算式(3)

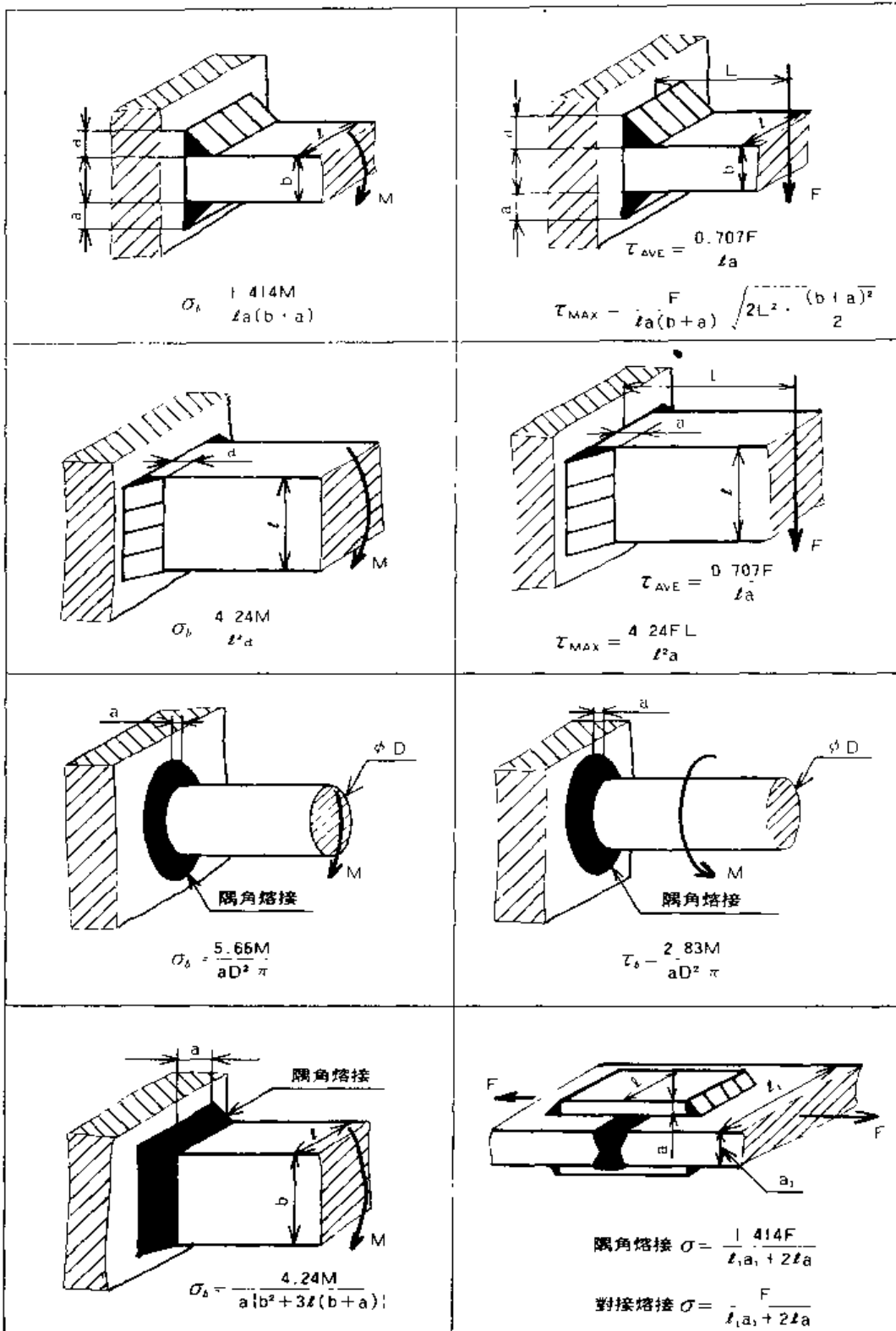


圖 XI-11 主要形狀之應力計算式(4)

欲以板厚15mm之鋼板做成鍋爐筒身。現以鉚釘用壓延鋼材 SV 41之鉚釘實施，兩列鉚釘兩側搭板對接頭，試設計之。

1. 鉚釘徑 d 依構成要素 8

$$d = \sqrt{50t} - 6 = \sqrt{50 \times 15} - 6 \approx 21.4 \text{ (mm)}$$

設鉚釘徑 $d = 22 \text{ (mm)}$

2. 節距 P 由構成要素 10，表 XI-9。

$$P = 3.5d + 15 = 3.5 \times 22 + 15 = 92 \text{ (mm)}$$

3. 板緣寬 e 由構成要素 9

$$e = 1.5d = 1.5 \times 22 = 33 \text{ (mm)}$$

4. 鉚釘列間距離 e_1 由構成要素 11。

$$e_1 = 0.5p = 0.5 \times 92 = 46 \text{ (mm)}$$

5. 效率 η_v, η_r 由構成要素 12。

在此設， $\sigma_k = 41 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$

鉚接頭母材之效率 η_v 為

$$\eta_v = \frac{p - d}{p} = \frac{92 - 22}{92} = 0.760 = 76 \text{ (\%)}$$

鉚釘效率 η_r 為

$$\eta_r = \frac{1.8 \times \pi \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \tau_{ra}}{p \cdot t \cdot \sigma_k} = \frac{1.8 \times 1 \times 2 \times \pi \times 22^2 \times 28}{4 \times 92 \times 15 \times 41} = 0.677 = 67.7 \text{ (\%)}$$

設有如圖 XI-12 所示熔接構造物之軸承下方斜 30° 處施以 $F=1500\text{kgf}$ 之荷重時，熔接部長 ℓ 應多大？
試設計之，唯螺栓強度可以不用考慮。

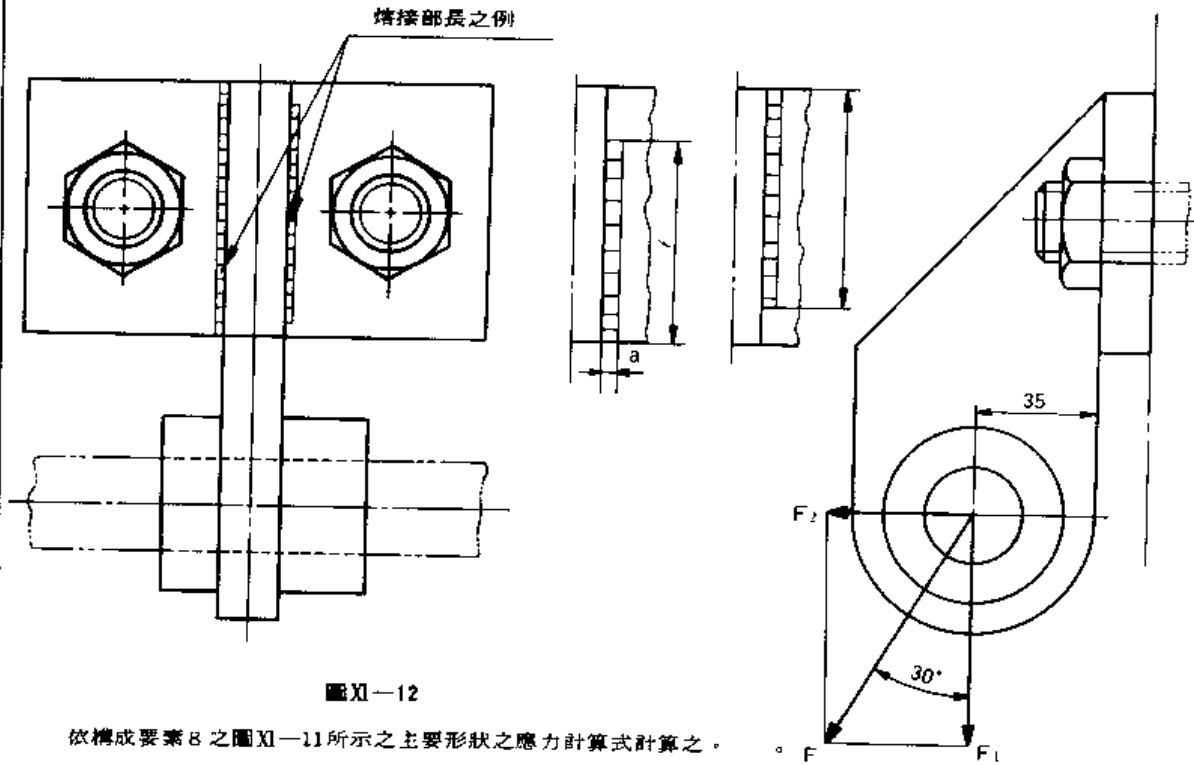


圖 XI-12

依構成要素 B 之圖 XI-11 所示之主要形狀之應力計算式計算之。

$$\text{垂直力 } F_1 = F \sin 30^\circ = 1500 \frac{1}{2} = 750 \text{ (kgf)}$$

$$\text{水平力 } F_2 = F \cos 30^\circ = 1500 \frac{\sqrt{3}}{2} = 1299 \text{ (kgf)}$$

$$\text{彎曲力距 } M = 1299 \times 35 = 45465 \text{ (kgf} \cdot \text{mm)}$$

設 $a=10$ (mm) 時，則抗拉應力 σ_a

$$\sigma_a = \frac{0.707 F_1}{a \cdot \ell} = \frac{0.707 \times 750}{10 \ell} = \frac{50.03}{\ell} \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

彎曲應力 σ_b 為

$$\sigma_b = \frac{4.24 M}{a \cdot \ell^2} = \frac{4.24 \times 45465}{10 \ell^2} = \frac{19277.2}{\ell^2} \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

合成應力為 $\sigma_c = \sigma_a + \sigma_b$ ，所以若將 ℓ 值代

入則如右表所示。

在此，設容許應力 6.5 (kgf/mm²)，接頭效率 80%。

$$\text{則 } \sigma_c = 6.5 \times 0.8 = 5.2 \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

所以， $\ell = 70$ (mm)

ℓ	60mm	70mm	80mm	90mm
σ	0.88	0.76	0.66	0.59
σ_b	5.35	3.93	3.01	2.38
σ_c	6.23	4.69	3.67	2.97

XII

管 · 管接頭 · 閥

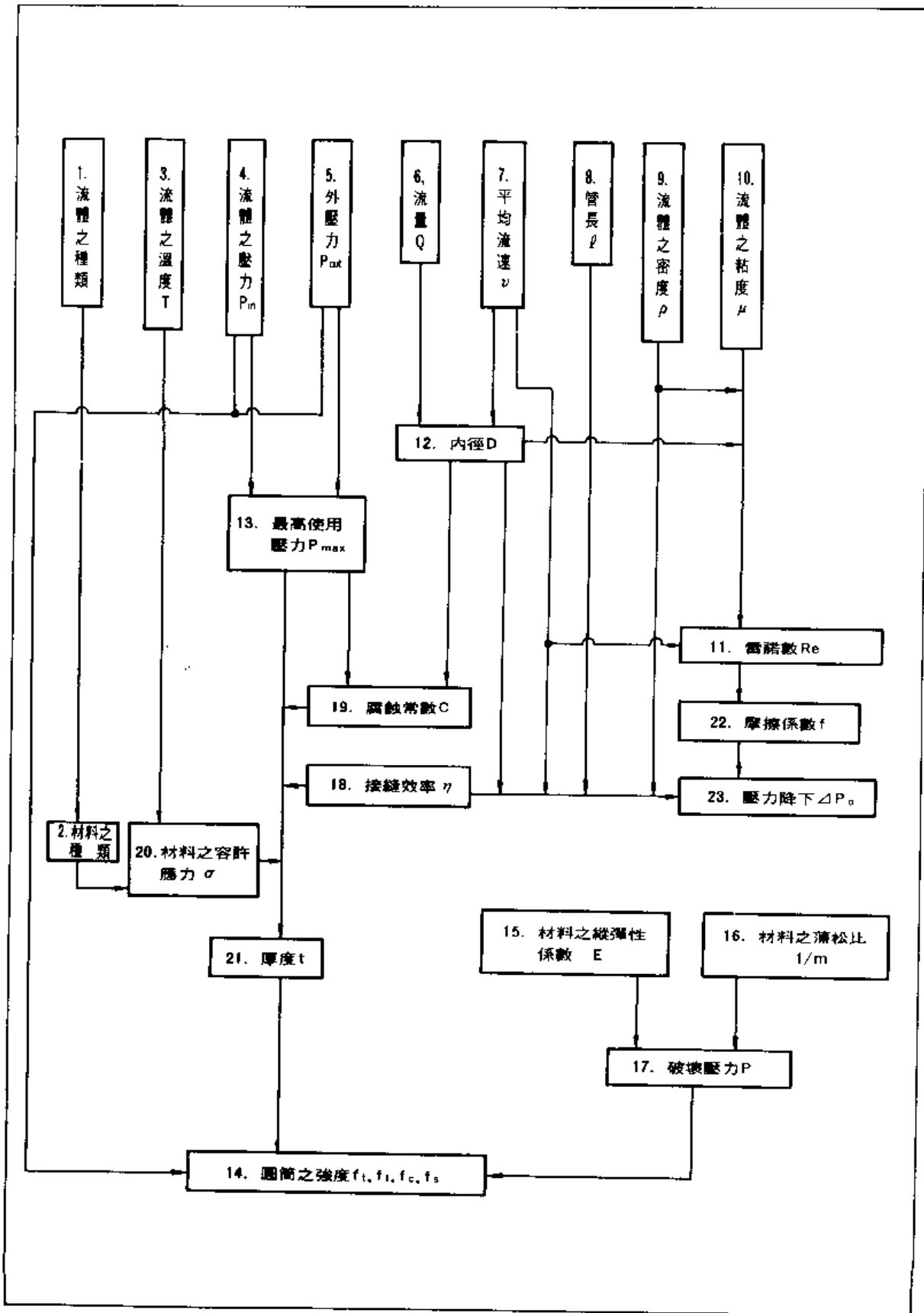
XII-1 一般用管

XII-2 一般用管接頭

XII-3 整體形管接頭

XII-4 閥

XII-5 實例

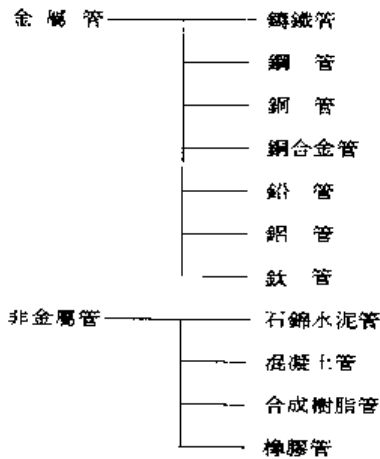


1. 流體之種類

空氣、水、蒸氣等以及，燃燒氣體、油、酸、鹼等之化學成分可以說是多種多樣。對這些流體應考慮下列諸事項。

- 因流體之化學性質引起之腐蝕
- 因流體所含固體等引起之浸蝕，或因液體本身所引起渦門之影響
- 管壁上堆積物之有無

2. 材料之種類



3. 流體之溫度 $T (^{\circ}\text{C})$

流體之溫度依使用狀態來決定。

4. 流體之壓力(內壓) $P_{in} (\text{kgf}/\text{mm}^2)$

流體之壓力依使用狀態來決定。

5. 外壓力 $P_{out} (\text{kgf}/\text{mm}^2)$

外壓力依使用狀態來決定。

6. 流量 $Q (\text{m}^3/\text{s})$

流量依使用狀態來決定。

7. 平均流速 v (m/sec)

平均流速 v 依表圖一所示平均流速之實例而定。

表圖一 平均流速之實例

<p>引擎、壓縮機、泵浦類之吐出管之標準速度</p> <p>壓縮機 低壓氣筒吸入管 30~55 m/sec 低壓氣筒吐出管 35~60 高壓氣筒吸入管 15~25 高壓氣筒吐出管 20~30</p> <p>泵浦 低揚程泵浦 1~2 高揚程泵浦 1.5~2.5 坑內泵浦 2~3 高壓柱率式泵浦 3~5</p> <p>吸入、吐出口之氣體之標準速度</p> <p>蒸氣渦輪過熱蒸氣 30~45 m/sec " (大型渦輪) 50~70 排氣管 25~50</p> <p>壓縮機 吸入管 10~20 低壓吐出管 20~30 高壓吐出管 20~15</p> <p>送風機 吸入管 10~15 吐出管 15~20</p> <p>吸入、吐出口之液體之標準速度</p> <p>活塞式泵浦之吸入管 0.5~1 m/sec 活塞式泵浦之吐出管 1~2 渦卷泵浦之吸入管 2~2.5 低壓渦卷泵浦之吐出管 2.5~3 高壓渦卷泵浦之吐出管 3~3.5</p>		<p>固體之水力輸送管內流體之標準速度</p> <p>疏液 2.5~3 m/sec 石、礫 3~3.5 鐵石 3~4</p> <p>氣體輸送管內流體之標準速度</p> <p>蒸氣 (2~5 kg/cm²) 15~20 m/sec 蒸氣 (5~15 kg/cm²) 20~30 壓縮性氣體 (1~2 kg/cm²) 8~15 壓縮性氣體 (200~300 kg/cm²) 5~7</p> <p>液體輸送管內流體之標準速度</p> <p>水和其他粘度小 (1~10 kg/cm²) 1.5~3 m/sec 水和其他粘度小 (200~300 ") 3~4 油和其他粘度大 0.5~2</p> <p>空調吸入口之空氣之標準速度</p> <p>居住部分上方 4~ m/sec 居住部分不靠近坐席的地方 3~4 居住部分靠近坐席的地方 2~3 門或壁上設有格柵 1~1.5 門下方之開孔處做為吸入口 1~1.5</p>			
<p>空調吹出口之空氣之標準速度</p>					
場 所	m				
	3	4	5	6	7
廣播公司、播音室、劇場、露天劇場	3.9 m/sec	4.15m/sec	4.25m/sec	4.35m/sec	4.45m/sec
住宅、手術室	4.35 m	4.65	4.85	5.00	5.15
公寓、旅館、寢室、事務室(個室)	5.15	5.40	5.75	5.90	6.10
商店、食堂、銀行、百貨公司	6.20	6.65	7.00	7.25	7.40
公共建物、一般事務室、百貨公司一樓	7.35	7.95	8.35	8.70	8.90
工廠、打字室、廚房	9.00	10.35	11.05	11.63	12.20

8. 管長 l (m)

管長依使用狀態來決定。

9. 流體之密度 ρ (kgf/mm³)

10. 流體之黏度 μ (gr/cm sec)

依構成要素 1 所示流體之種類來決定。

11. 雷諾數 Re

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu}$$

D : 內徑 (mm)

v : 平均流速 (m/sec)

12. 內徑 D (mm)

$$D = 1130 \sqrt{Q/v} \quad \text{規格值 } D' > D$$

13. 最高使用壓力 P_{max} (kgf/mm²)

$$P_{in} > P_{out} \dots \dots P_{in}$$

$$P_{out} > P_{in} \dots \dots P_{out}$$

14. 圓筒之強度 f_t, f_s, f_c, f_a (kgf/mm²)

圓筒之強度依表 1-2 圓筒強度之計算式來決定。

表 1-2 圓筒強度之計算式

薄壁圓筒	厚壁圓筒
(內壓)圓周方向之應力 $f_t = \frac{P_{max} D}{200t}$	(內壓)軸方向承受拉張時之抗拉應力 $f_{t \ max} = \{(0.4D^2 + 1.3D_0^2)/(D_0^2 - D^2)\} P_{max}$
軸方向之應力 $f_s = \frac{P_{max} D}{400t}$	軸方向承受拉張時之剪斷應力 $f_{s \ max} = \{D_0^2/(D_0^2 - D^2)\} P_{max}$
(外壓)壓縮應力 $f_c = \frac{P_{max} D}{200t}$	軸方向無荷重時之抗拉應力 $f_{t \ max} = \{(0.7D^2 + 1.3D_0^2)/(D_0^2 - D^2)\} P_{max}$
又在此 t : 管之厚度	軸方向無荷重時之剪斷應力 $f_{s \ max} = \{D_0^2/(D_0^2 - D^2)\} P_{max}$
	(外壓)壓縮應力 $f_c \ max = \{1.7D_0^2/(D_0^2 - D^2)\} P_{max}$
	$D_0 = D + 2t$

15. 材料之縱彈性係數 E (kgf/mm²)

16. 材料之蒲松比 $1/m$

依使用材料而定。

17. 破壞壓力 P (kgf/mm²)

$$P = E \left[\frac{\pi^4}{n^4(n^2-1)} \left(\frac{D_0}{2l} \right)^4 + (n^2+1) \left\{ \frac{m^2}{3(m^2-1)} \left(\frac{t}{D_0} \right)^2 \right\} \right] \left(\frac{2t}{D_0} \right)$$

$D_0 = D + 2t$ (mm) D : 內徑 (mm) t : 管之厚度 (mm)

l : 管之長度 (m) n : 依表Ⅱ-3之值而定。

表Ⅱ-3 n 值

$\frac{100t}{D_0}$ D_0/l	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6
0	2	2	2	2	2	2	2	2
0.2	4	3	3	3	2	2	2	2
0.4	5	4	4	4	3	3	3	3
0.6	6	5	5	4	4	4	4	4
0.8	7	6	5	5	5	4	4	4
1.0	8	8	6	5	5	5	5	4

18. 接縫效率 η

依表Ⅱ-4 接縫效率求得。

表Ⅱ-4 接縫效率

鋼 無縫管	1.0
鋼 鍛造管	0.8
鋼 縱向有一列鉚釘接頭之管	0.6

19. 腐蝕常數 C (mm)

依表Ⅱ-5 腐蝕常數來決定。

又表Ⅱ-5 腐蝕常數中之 P_{max} 是最高使用壓力。

表Ⅱ-5 腐蝕常數

材 質	厚度 t	腐蝕常數 C (mm)
普通鑄鐵	$t \leq 55$	$6(1 - P_{max}D/27500)$
高級鑄鐵	$t \geq 55$	0
鋼	$t \leq 55$	$6(1 - P_{max}D/66000)$
	$t \geq 55$	0
銅	—	1
銅	—	0 ~ 1.5
鉛	—	0 ~ 3

20. 材料之容許應力 σ (kgf/mm²)

常溫時·普通鑄鐵	2.5
高級鑄鐵	4
鑄鋼	6
鋼	8~10
銅	2
鉛	0.25

其他高溫狀態中鋼材計算時，所使用之容許抗拉應力如表Ⅺ—6—A 所示。

表Ⅺ—6—A 高溫狀態中鋼材計算時使用之容許抗拉應力

特殊鋼管 材料記號	各溫度(°C)之容許抗拉應力(kgf/mm ²)															
	200 以下	250	300	350 以下	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	625
STB 38	9.5	9.5	9.5		9.5	9.1	8.5	7.6	6.4	4.9	(3.4)					
STB 39	9.8	9.8	9.8		9.8	9.8	9.8	9.6	9.3	8.9	7.0	(4.8)				
STB 42B	10.5	10.5	10.5		10.5	10.5	10.5	10.4	10.0	9.4	7.5	5.2	2.9	(1.8)		
STB 42C	10.5	10.5	10.5		10.5	10.5	10.5	10.4	10.0	9.4	8.3	6.5	4.5	(3.0)		
STB 42D	10.5	10.5	10.5		10.5	10.5	10.5	10.4	10.0	9.4	8.3	6.5	4.9	3.7	2.7	(2.0)
STT 38	9.5	9.5	9.5		9.5	9.1	8.5	7.6	6.4	4.9	(3.4)					
STT 39	9.8	9.8	9.8		9.8	9.8	9.8	9.6	9.3	8.9	7.0	(4.8)				
STT 42B	10.5	10.5	10.5		10.5	10.5	10.5	10.4	10.0	9.4	7.5	5.2	2.9	(1.8)		
STT 42C	10.5	10.5	10.5		10.5	10.5	10.5	10.4	10.0	9.4	8.3	6.5	4.5	(3.0)		
STT 42D	10.5	10.5	10.5		10.5	10.5	10.5	10.4	10.0	9.4	8.3	6.5	4.9	3.7	2.7	(2.0)
STT 42E	10.5	10.2	9.9		9.6	9.4	9.2	9.0	8.8	8.2	7.4	6.0	4.5	3.2	2.1	(1.5)
S B 35				8.8		8.4	7.7	6.7	5.4	(3.9)						
S B 42				10.5		9.9	9.0	7.7	5.8	(4.0)						
S B 46				11.5		10.8	9.7	8.2	5.9	(4.0)						

表Ⅺ—6—B 高溫狀態中鋼材計算時使用之容許抗拉應力

規格記號	製造法	各溫度(°C)之容許抗拉應力(kgf/mm ²)						備 考
		350 以下	375	400	425	450	475	
STB 33	無縫鋼管	8.3	8.0	7.5	6.4	5.2	(3.9)	電氣抵抗熔接鋼管及鍛接鋼管之容許應力各已包含接頭效率85%與65%
STB 33	電氣抵抗熔接鋼管	7.1	6.8	6.4	5.4	4.4	(3.3)	
STB 35	無縫鋼管	8.8	8.4	7.7	6.7	5.4	(3.9)	
STB 35	電氣抵抗熔接鋼管	7.5	7.1	6.5	5.7	4.6	(3.3)	
STB 42	無縫鋼管	10.5	9.9	9.0	7.7	5.8	(4.0)	
STP 30A	無縫鋼管	7.5	7.3	6.8	5.9	5.0	(3.9)	
STP 30A	電氣抵抗熔接鋼管	6.4	6.2	5.8	5.0	4.3	(3.3)	
STP 35	無縫鋼管	8.8	8.4	7.7	6.7	5.4	(3.9)	
STP 35	電氣抵抗熔接鋼管	7.5	7.1	6.5	5.7	4.6	(3.3)	
STP 38	無縫鋼管	9.5	9.1	8.2	7.1	5.7	(4.0)	
STP 38	電氣抵抗熔接鋼管	8.1	7.7	7.0	6.0	4.8	(3.4)	
STP 42	無縫鋼管	10.5	9.9	9.0	7.7	5.8	(4.0)	
STP 42	電氣抵抗熔接鋼管	8.9	8.4	7.6	6.5	4.9	(3.4)	
STP 30B	鍛接鋼管	4.9	4.7	4.4	3.8	3.3	(2.5)	
STS 35	無縫鋼管	8.8	8.4	7.7	6.7	5.4	(3.9)	
STS 38	無縫鋼管	9.5	9.1	8.2	7.1	5.7	(4.0)	
STS 42	無縫鋼管	10.5	9.9	9.0	7.7	5.8	(4.0)	

21. 管之厚度 t (mm)

$$t = \frac{P_{max} D}{200 \sigma \cdot X \eta} - K P_{max} + C$$

- P_{max} : 最高使用壓力 (kgf/mm²)
- D : 內徑 (mm)
- σ : 材料之容許應力 (kgf/mm²)
- X : 安全率之逆數
- η : 接縫效率
- K : 使用壓力之係數
- C : 腐蝕常數 (mm)

設規格值 T > t。

表 11-7 管厚計算時使用之各數值

種類	端內壁筒	煙管	水管、過熱管及節煤器用鋼管	蒸氣管	給水管 吹出管	節煤器用 鑄鐵管	無火壓力 容器之內 壁筒	無火壓力 容器之管
規格	JIS B 8201 5.2	JIS B 8201 11.1	JIS B 8201 11.2	JIS B 8201 11.4	JIS B 8201 11.6	JIS B 8201 11.11	JIS B 8243 5.28	JIS B 8243 5.12
D (mm)	內徑	外徑	外徑	外徑	外徑	內徑	內徑	外徑
P_{max} (kgf/cm ²)	最高使用 壓力	最高使用 壓力	最高使用 壓力	最高使用壓力唯 ≥ 7	最高使用 壓力之 1.25倍	對供水無 礙之壓力	最高使用 壓力	最高使用 壓力
σ (kgf/mm ²)	鋼板之 抗拉強度	3.5	材料之 抗拉強度	無縫鋼管 1.00 電氣抵抗熔接管 0.85 對接鍍合鋼管 0.65 熔接管時依 JIS B 8201表13.1而定	同左	鑄鐵之 抗拉強度	材料之 抗拉強度	材料之 抗拉強度
X	1/3		1/3			1/3	鋼材 1/3	鑄鋼 1/3
η	縱向接頭或連續有孔部分之效率	3.5	無縫鋼管 1.00 電氣抵抗熔接管 0.85	同左	1.0	筒之縱向接頭之效率	筒之縱向接頭之效率	
K	1.2		0			-2	同左	1.2
C (mm)	鉚釘接頭 1 無縫 熔接接頭 2.5	1.5	0.0135d + C 中 C 之值足 擴管者 為 1 熔接管者 為 0	鋼管	蒸氣管	同左	無組者 為 4 有組者 為 2	碳素鋼、 低合金鋼 1 以上 把不銹鋼 當為耐蝕 材亦無妨
			有 螺 紋 者	螺紋	標稱徑 1/2 以上 1.25 1/4 以上 螺牙 高			
最少 厚度 t (mm)	一般 6 以上 900 < D ≤ 1,350 t ≥ 8 1,350 < D ≤ 1,850 t ≥ 9.5 D > 1,850 t ≥ 12.7	D < 64 t ≥ 2.4 64 ≤ D < 82 2.7 82 ≤ D < 101 3.0 101 ≤ D < 127 3.4 127 ≤ D 3.8	有螺紋者 D ≤ 34, 1.25 超過者 1.65	無螺紋者 D ≤ 34, 1.25 超過者 1.65	1 以下者 1.25 超過者 1.65	同左	有螺紋者 為 3 有鉚釘接 頭者為 5	

22. 摩擦係數 f

圓筒中流體之摩擦係數是雷諾數 $Dv\rho/\mu$ 之值。

μ : 流體之絕對粘度泊。

A 線是內徑 25 ~ 100 之鋼管值，徑 25 以下時增加 10%，徑愈大則接近 B 線。

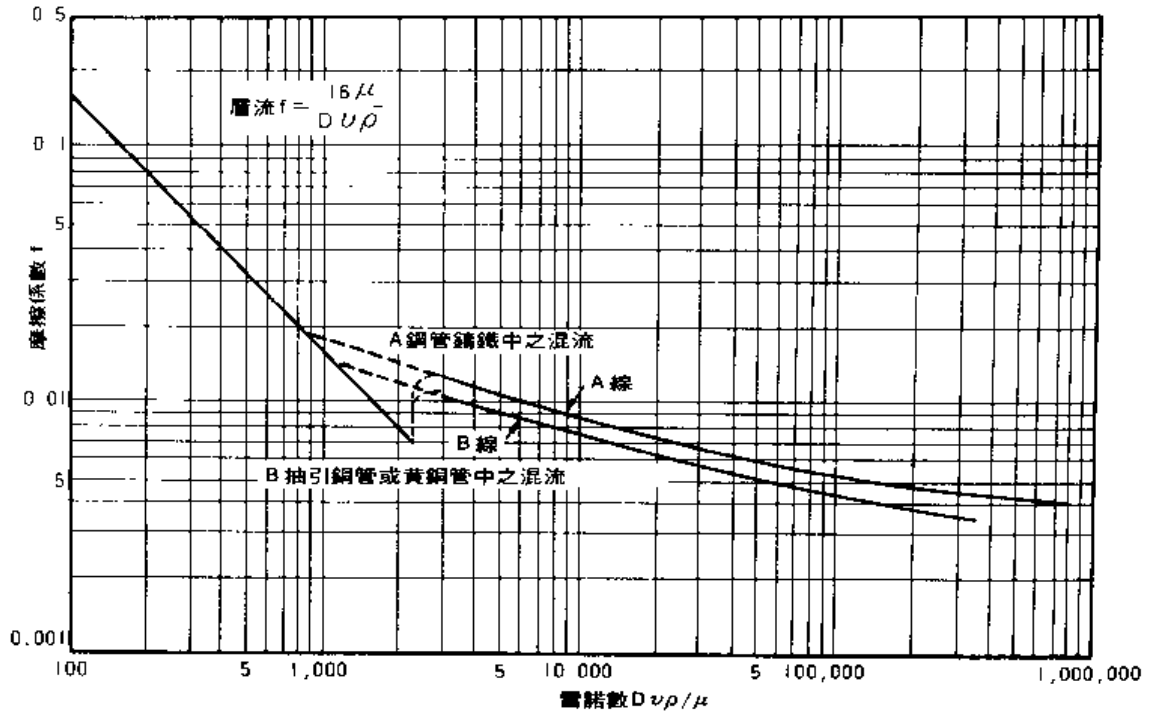


圖 XI-1 鋼管中流體之摩擦係數

表 XI-8 管中流動空氣之摩擦係數 f 值

管內徑	f	管內徑	f	管內徑	f	管內徑	f
25.4	0.01242	228.6	0.00378	431.8	0.00327	635.0	0.00309
50.8	0.00756	254.0	0.00367	457.2	0.00325	660.4	0.00307
76.2	0.00594	279.4	0.00358	482.6	0.00321	685.8	0.00306
101.6	0.00513	304.8	0.00351	508.0	0.00319	711.2	0.00304
127.0	0.00464	330.2	0.00345	533.1	0.00316	736.6	0.00304
152.4	0.00432	355.6	0.00340	558.8	0.00314	762.0	0.00302
177.8	0.00409	381.0	0.00335	584.2	0.00312		
203.2	0.00392	406.4	0.00331	609.6	0.00310		

23. 壓降 ΔP_0 (kgf/mm²)

$$P_0 = 4f \frac{\rho v^2}{D \cdot 2g} \times 10^3$$

- f : 摩擦係數
- v : 平均流速(m/sec)
- l : 管之長度(m)
- D : 內徑(mm)
- ρ : 流體之密度(kgf/mm³)
- g : 9.81 (m/sec²)

捲管中之壓降

$$\Delta P_1 = k \times \Delta P_0 \quad k : \text{係數}$$

有關和其他接頭存在之管中流體會產生壓降

$$\Delta P = \Delta P_0 + 4f(\rho v^2/2g) \sum n$$

$$= 4f(l/D + \sum n)(g v^2 \rho/2g)$$

又係數 k 是亂流時 D/R，層流時 $(Dv\rho/\mu)(D/2R)^{0.5}$ 之值。

n : 接頭類之阻力等值長以管內徑倍數來表示時之係數。

表 XI-9 亂流中捲管之 k 值

D/R	k	D/R	k	D/R	k	D/R	k
0.01	1.03	0.06	1.21	0.12	1.46	0.22	2.00
0.02	1.06	0.07	1.25	0.14	1.55	0.24	2.13
0.03	1.10	0.08	1.29	0.16	1.65	0.26	2.26
0.04	1.13	0.09	1.33	0.18	1.76	0.28	2.41
0.05	1.17	0.10	1.37	0.20	1.87	0.30	2.57

表 XI-10 層流時捲管之 k 值

$\frac{Dv\rho}{\mu} \left(\frac{D}{2R}\right)^{0.5}$	k	$\frac{Dv\rho}{\mu} \left(\frac{D}{2R}\right)^{0.5}$	k	$\frac{Dv\rho}{\mu} \left(\frac{D}{2R}\right)^{0.5}$	k	$\frac{Dv\rho}{\mu} \left(\frac{D}{2R}\right)^{0.5}$	k
10以下	1.00	80	1.41	500	2.71	1400	4.17
20	1.05	90	1.46	600	2.90	1600	4.43
30	1.12	100	1.50	700	3.09	1800	4.66
40	1.19	150	1.71	800	3.27	2000(C)	4.93
50(A)	1.25	200	1.90	900(B)	3.44		
60	1.31	300	2.22	1000	3.61		
70	1.36	400	2.48	1200	3.90		

D : 管之內徑(mm) v : 平均流速(m/sec) ρ : 流體之密度(kgf/mm³)
 μ : 流體絕對粘度 R : 螺旋半徑(mm)

- (A) 超過(A)之值時，2R/D=2050之螺旋管內呈亂流
- (B) 超過(B)之值時，2R/D=50 之螺旋管內呈亂流
- (C) 超過(C)之值時，2R/D=15.15之螺旋管內呈亂流

表 XI-11 接頭類之阻力等值長 n

接 頭 類	n	閘 類	n
90° 肘	D=3/8"~2 1/2"	球 形 閘	D=1"~2 1/2"
	D=3"~6"		D=3"~6"
	D=7"~10"		D=7"~10"
標準90°彎曲管	R/D=3~5	開 門 閘	全 開
長徑肘管	D=1"~3"		3/4 開
45°肘管	D=1"~3"		1/2 開
T 接 頭			1/4 開
十字管接頭		90°角 閘	100~120

1. 管之內壓 P (kgf/mm²)
2. 材料之容許彎曲應力 σ (kgf/mm²)
3. 流量 Q (m³/s)
4. 平均流速 v (m/s)

平均流速 v 依使用狀態來決定。

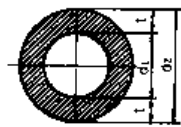
5. 管之內徑 D (mm)

$$D = 1128 \sqrt{Q/v}$$

6. 斷面係數 Z (cm³)

中空圓形斷面者當 d₂ = 80--250mm 時，斷面係數 Z 如表 XII-12 所示。

表 XII-12 中空圓形斷面之斷面積，慣性力矩及斷面係數之值



$$A = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (d_2^4 - d_1^4)$$

$$Z = \frac{\pi}{32} \left(\frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \right)$$

d ₂ mm	t mm	A cm ²	I cm ⁴	Z cm ³	d ₂ mm	t mm	A cm ²	I cm ⁴	Z cm ³
80	10	22.0	147	14.2	180	14	73.0	2534	281
80	12	25.6	153	16.2	180	16	82.4	2798	311
80	14	29.0	165	18.2	180	18	91.6	3042	348
90	10	25.1	204	15.3	180	20	101	3268	363
90	12	29.4	229	16.9	180	22	109	3475	386
90	14	33.4	250	18.6	180	24	118	3663	407
90	16	37.2	267	19.3	190	14	77.4	3017	318
100	10	28.3	291	16.2	190	16	87.5	3438	351
100	12	33.2	327	17.4	190	18	97.3	3676	385
100	14	37.8	359	18.8	190	20	107	3914	415
100	16	42.2	385	20.0	190	22	116	4168	439
100	18	46.4	409	21.0	190	24	125	4441	463
110	10	31.4	397	17.2	200	16	92.5	3944	394
110	12	36.9	450	18.3	200	18	104	4309	430
110	14	42.2	497	19.4	200	20	111	4638	464
110	16	47.3	537	19.6	200	22	123	4948	494
110	18	52.0	572	20.4	200	24	133	5231	523
110	20	56.5	601	20.9	200	26	142	5499	550
120	10	34.6	527	18.8	200	28	151	5743	574
120	12	40.7	601	20.0	200	30	160	5968	597
120	14	46.6	666	21.1	210	16	97.5	4619	440
120	16	52.3	724	22.1	210	18	109	5047	481
120	18	57.7	773	22.9	210	20	119	5448	519
120	20	62.8	817	23.6	210	22	130	5819	554
130	10	37.7	683	20.5	210	24	140	6166	587
130	12	44.5	782	22.0	210	26	150	6488	618
130	14	51.0	871	23.4	210	28	160	6786	646
130	16	57.3	949	24.6	210	30	170	7062	671
130	18	62.3	1019	25.7	220	16	103	5342	486
130	20	69.1	1080	26.6	220	18	114	5873	534
140	12	48.3	997	24.2	220	20	126	6346	577
140	14	55.4	1114	25.9	220	22	137	6839	622
140	16	62.3	1218	27.4	220	24	148	7293	665
140	18	68.9	1311	28.7	220	26	158	7589	690
140	20	75.4	1395	29.9	220	28	169	7949	723
150	12	52.0	1248	26.6	220	30	179	8282	758
150	14	59.8	1397	28.6	230	16	109	6207	540
150	16	67.4	1534	30.5	230	18	120	6630	577
150	18	74.7	1656	32.1	230	20	132	7041	618
150	20	81.7	1766	33.5	230	22	144	7462	664
150	22	88.6	1866	34.9	230	24	155	7851	706
150	24	95.0	1955	36.1	230	26	167	8209	746
160	14	64.2	1727	31.6	230	28	178	8238	803
160	16	72.4	1899	33.7	230	30	189	8677	838
160	18	80.3	2056	35.7	240	18	126	7785	649
160	20	88.0	2200	37.5	240	20	138	8434	703
160	22	95.4	2329	39.1	240	22	151	9042	751
160	24	103.0	2445	40.6	240	24	163	9546	796
170	14	68.6	2104	34.4	240	26	175	10154	846
170	16	77.4	2320	37.3	240	28	186	10659	888
170	18	85.9	2517	39.6	240	30	198	11133	928
170	20	94.3	2699	41.8	250	18	131	8880	710
170	22	102	2863	43.7	250	22	158	10334	827
170	24	110	3013	45.4	250	26	183	11633	931
170	24	110	3013	45.4	250	30	207	12778	1022

7. 襯墊之平均直徑 D_m (mm)

參照 JIS B2104 管凸緣用高捲形襯墊決定之。

例：A - II - 10 之內徑 $D_2 = 25$ (mm)

外徑 $D_3 = 38$ (mm) 時

$$D_m = \frac{D_2 + D_3}{2} = 31.5$$

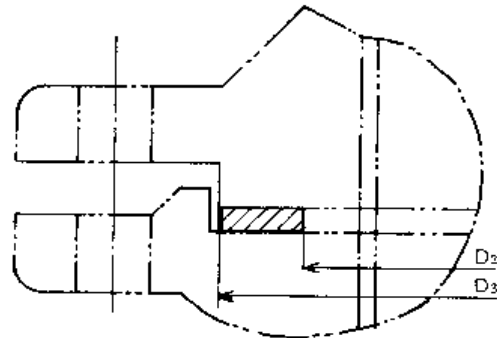


圖 XII-2 襯墊形狀

8. 接縫效率 η

無縫鋼管	1.00
鍛拔鋼管	0.80
縱向一列鉚接頭鋼管	0.57 ~ 0.63

9. 腐蝕常數 C (mm)

依照 1 管之構成要素 19 表 XII-5 來決定之腐蝕常數 C 。

10. 管厚 t (mm)

$$t = \frac{PD}{200\sigma\eta} + C$$

P : 管之內壓 (kgf/mm²)

D : 管之內徑 (mm)

σ : 材料之容許彎曲應力 (kgf/mm²)

11. 管厚 t + 殼厚 s S (mm)

管厚 t + 殼厚 s 依使用狀態而定。

12. 凸緣根部直徑 D_f (mm)

$$D_f = D + 2S$$

13. 全作用荷重 W (kgf)

$$W = \pi D^2 P / 4$$

14. 彎曲力矩 M (kgf·mm)

$$M = W\ell - \sigma Z = \pi D_f t^2 \sigma / 6$$

15. 凸緣根部至螺栓中心之距離 ℓ (mm)

凸緣根部至螺栓中心距離 ℓ 依使用狀態而定。

16. 緣厚 t' (mm)

$$t' = \sqrt{6W\ell / \pi D_f \sigma}$$

17. 螺栓中心之直徑 D_b (mm)

$$D_b = D + 2S - 2\ell$$

1. 依液壓而定的管軸方向之力 P_1 (kgf)

$$P_1 = (P/100)(\pi/4)D^2$$

P : 內壓 D : 管之內徑

2. 管之內徑 D (mm)

與IV-2一般用管接頭構成要素5所示管之內徑同樣求法。

$$D = 1128\sqrt{Q/v}$$

3. 依液壓而定外徑 D_3 , 內徑 D 之圓輪狀面積上所生之力 P_2 (kgf)

$$P_2 = (P/100)(\pi/4)(d_3^2 - d^2)$$

4. 襯墊之寬 N (mm)

5. 襯墊之內徑 D_{g1} (mm)

襯墊寬與內徑依使用狀態而定。

6. 凹進襯墊內部之直徑 d_3 (mm)

$$d_3 = D_{g1} + 2N/3$$

7. 使用狀態下螺栓之荷重 P_{m1} (kgf)

$$P_{m1} = P_1 + P_2 + P_3$$

P_3 : 襯墊壓縮力 (kgf)

8. 襯墊壓縮力作用之圓直徑 G (mm)

$$G = D_{g1} + N - b$$

b : 襯墊之有效寬 (mm)

9. 襯墊係數 e

表蓋-13 襯墊係數

襯墊之材料	襯墊之厚	最小有效面積 $F(\text{cm}^2)$	襯墊之形狀	襯墊之材料	襯墊之厚	最小有效面積 $F(\text{cm}^2)$	襯墊之形狀
含有石棉量不多之橡膠	華氏橡膠硬底75以下	0.50	0	液形金屬類	軟質銅 軟質銅或黃銅 軟鋼 鑲納合金或含4-6%Cr者 不銹鋼	2.75	2.60
	華氏橡膠硬底75以上	1.00	0.14			3.00	3.16
石棉和適於使用條件之橡膠之混合物	厚度 3.2mm	2.00	1.12	平面形金屬類 溝槽之螺絲 (含石綿)	軟質銅 軟質銅或黃銅 軟鋼 鑲納合金 含4-6%Cr者 不銹鋼	3.25	3.87
	厚度 1.6mm	2.75	2.60			4.25	4.57
	厚度 0.8mm	1.50	4.57			3.75	5.34
含布之橡膠		1.25	0.28	有槽溝之金屬類 螺絲	軟質銅 軟質銅或黃銅 軟鋼 鑲納合金或含4-6%Cr者 不銹鋼	4.25	4.87
含石棉布之橡膠 (鋼絲編織或鋼)	3 處	2.25	1.55			4.50	4.57
	2 處	2.50	2.04	3.75	5.34		
	1 處	2.75	2.60	4.75	6.33		
植物性纖維		1.75	0.27	平面形金屬類	軟質銅 軟質銅或黃銅 軟鋼 鑲納合金或含4-6%Cr者 不銹鋼	4.00	6.19
纖維類 (含石綿)	鋼 鋼	2.50	2.04			4.75	9.14
	不銹鋼或鑲納合金	3.00	3.16	5.50	12.66		
液形金屬類 (含石綿) 或液形金屬類 (含石綿)	軟質銅 軟質銅或黃銅 軟鋼 鑲納合金或含4-6%Cr者 不銹鋼	2.50	2.04	含螺絲之螺絲	軟鋼 鑲納合金或含4-6%Cr者 不銹鋼	5.50	12.66
		2.75	2.60			8.00	15.33
		3.00	3.16			6.50	18.28
		3.25	3.87			6.50	18.28

10. 襯墊之有效寬 b (mm)

$b_0 \leq 6.5$ (mm) 時

$b = b_0$

$b_0 > 6.5$ (mm) 時

$b = 2.52\sqrt{b_0}$

表 XII-14 襯墊座基本寬

座面之形狀	襯墊座基本寬 b_0		座面之形狀	襯墊座基本寬 b_0	
	I	II		I	II
	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$			
	$\frac{W+T}{2}$ $(\frac{W+N}{4} \text{ 較大})$	$\frac{W+T}{2}$ $(\frac{W+N}{4} \text{ 較大})$		$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
	$\frac{W+N}{4}$	$\frac{W+3N}{8}$		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
	$\frac{W}{2}$ $(\frac{N}{4} \text{ 較小})$	$\frac{W+N}{4}$ $(\frac{3N}{8} \text{ 較小})$		$\frac{W}{8}$	

11. 襯墊壓縮力 P_3 (kgf)

$P_3 = (P/100) \cdot 2 \cdot b \cdot \pi G e$

e : 襯墊係數

G : 襯墊作用直徑 (mm)

12. 襯墊之最小有效鎖緊壓力 y (kgf/mm²)

參照表 XI-13 襯墊係數以決定其數值。

13. 常溫大氣壓狀態下螺栓之荷重 P_{m2} (kgf)

$P_{m2} = \pi b G y$

14. 螺栓材料

參照 III-1 鎖緊用螺牙構成要素 5 所示之材料決定之。

15. 使用溫度下螺栓材料之容許應力 σ_b (kgf/mm²)

參照 III-1 鎖緊用螺牙構成要素 7 所示之螺栓降伏點下限以決定之。

16. 使用狀態下螺栓・螺牙部所需之有效斷面積 A_{m1} (mm²)

$A_{m1} = \frac{P_{m1}}{\sigma_b}$

17. 螺栓材料常溫下之容許應力 σ_a (kgf/mm²)

參照 III-1 鎖緊用螺牙之構成要素6 所示決定之。

18. 常溫大氣壓狀態下螺栓螺牙部所要之有效斷面積 A_{m2} (mm²)

$$A_{m2} = P_m / \sigma_a$$

19. 螺栓有效斷面積 A_m (mm²)

$$A_{m1} > A_{m2} \text{ 時 } \quad A_m = A_{m1}$$

$$A_{m2} > A_{m1} \text{ 時 } \quad A_m = A_{m2} \quad A_m >$$

A_{m1} : 使用時螺栓螺牙部所要有效斷面積 (mm²)

20. 螺栓有效斷面積之規格值 A_b (mm²)

$$A_b > A_m$$

$$A_b = nA = n(\pi/4) \delta^2$$

n : 安全率 A : 螺牙有效斷面積 (mm²)

21. 螺栓螺牙部之有效直徑 δ (mm)

參照 III-1 鎖緊用螺牙之構成要素41 所示決定之。

22. 機盤所受荷重 P_3 (kgf)

$$P_3 = P - (P_1 + P_2)$$

P_1 : 依液體壓而走之管軸方向之力 (kgf)

P_2 : 依液體壓而走之外徑 D_3 、內徑 D 之圓輪狀面積上所生之力 (kgf)

23. 螺栓荷重 P_m (kgf)

$$\text{由構成要素19螺栓有效斷面積所示 } A_m = A_{m1} \text{ 時 } \quad P_m = \sigma_b \frac{A_b + A_{m1}}{2}$$

$$\text{由構成要素19螺栓有效斷面積所示 } A_m = A_{m2} \text{ 時 } \quad P_m = \sigma_b \frac{A_b + A_{m2}}{2}$$

σ_b : 螺栓材料在使用溫度下之容許應力 (kgf/mm²)

24. 螺栓中心圓之直徑 C (mm)

參照 III-1 鎖緊用螺牙之構成要素35 所示決定之。

25. 各管厚中心所連結成的圓之直徑 d_1 (mm)

$$d_1 = D + S$$

S : 管厚 (mm)

D : 管之內徑 (mm)

26. 螺栓中心至 P_1 的距離 a_1 (mm)

$$a_1 = (C - d_1) / 2$$

C : 螺栓中心圓之直徑 (mm) d_1 : 管厚之中心連結成的圓之直徑 (mm)

27. 螺栓中心至 P_2 的距離 a_2 (mm)

$$a_2 = \{C - (D + d_3) / 2\} / 2 = \{2C - (D + d_3)\} / 4$$

D : 管之內徑 (mm) d_3 : 凹入襯墊內部之直徑 (mm)

28. 螺栓中心至 P_3 的距離 a_3 (mm)

$$a_3 = (C - G) / 2$$

G : 襯墊壓縮力作用的圓之直徑 (mm)

29. 作用於凸緣之力矩M (kgf·mm)

依 P_1 $M_1 = P_1 a_1$

依 P_2 $M_2 = P_2 a_2$

依 P_3 $M_3 = P_3 a_3$

P_1 : 依液體壓而定的管軸方向之力 (kgf)

P_2 : 依液體壓而定的外徑 D_3 、內徑D圓輪狀面積上所生之力 (kgf/mm²)

P_3 : 襯墊承受之荷重 (kgf)

30. 殼根部之厚度 S_1 (mm)

殼根部厚度依使用狀態而定。

31. S與 S_1 之平均厚 S_2 (mm)

$$S_2 = (S + S_1) / 2$$

S : 管厚 (mm)

32. 凸緣厚 t (mm)

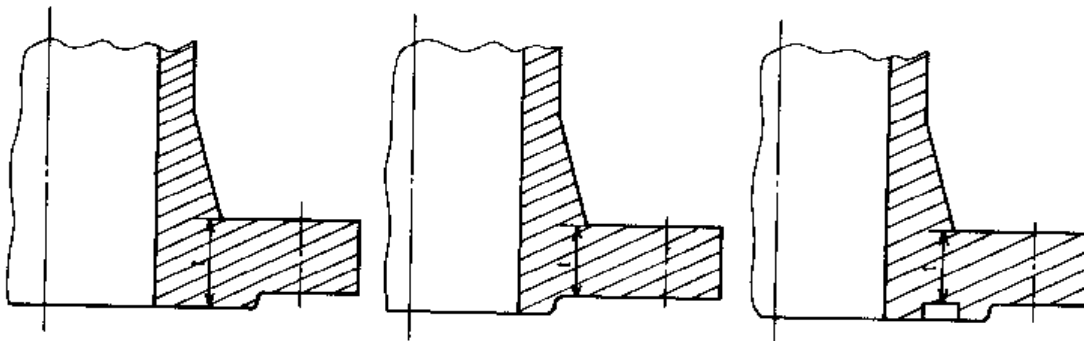


圖 1-3 凸緣厚度

33. 凸緣之外徑 d (mm)

參考構成要素2、管內徑決定之。

34. 將 S_2 當爲管厚時之平均直徑 d_2 (mm)

$$d_2 = D + S_2$$

D : 管之內徑 (mm)

S_2 : S 與 S_1 之平均管厚 (mm)

35. 殼根部所生之彎曲應力 (垂直於軸) σ_n (kgf/mm²)

$$\sigma_n = 6 M_b / S_1^2$$

$$M_b = \frac{M / \pi d_2}{1 + \frac{(1+tk)tk}{2+tk} + \frac{2(1-\nu^2)}{(2+tk)d_2k} \left(\frac{t}{S_2}\right)^3 \epsilon_n \left(\frac{d}{D}\right)}$$

$$k = \sqrt{12(1-\nu^2)/d^2 S_2^2}$$

ν : 浦松比

t : 凸緣厚 (mm)

S_1 : 殼根部厚度 (mm)

36. 凸緣之切線方向應力 σ_t (kgf/mm²)

$$\sigma_t = \frac{12(1-\nu^2)tM_b}{(2+tk)kS_2^2D}$$

37. 殼根部上之軸向彎曲應力 σ_r (kgf/mm²)

$$\sigma_r = (2 + \sqrt{4 + m^2}) 6M_r / 4t^2$$

$$M_r = (C - d_4)P / 2\pi d_4$$

$$m = 2t / (C - d_4)$$

P : 螺栓荷重 (kgf)

C : 螺栓中心圓之直徑 (mm)

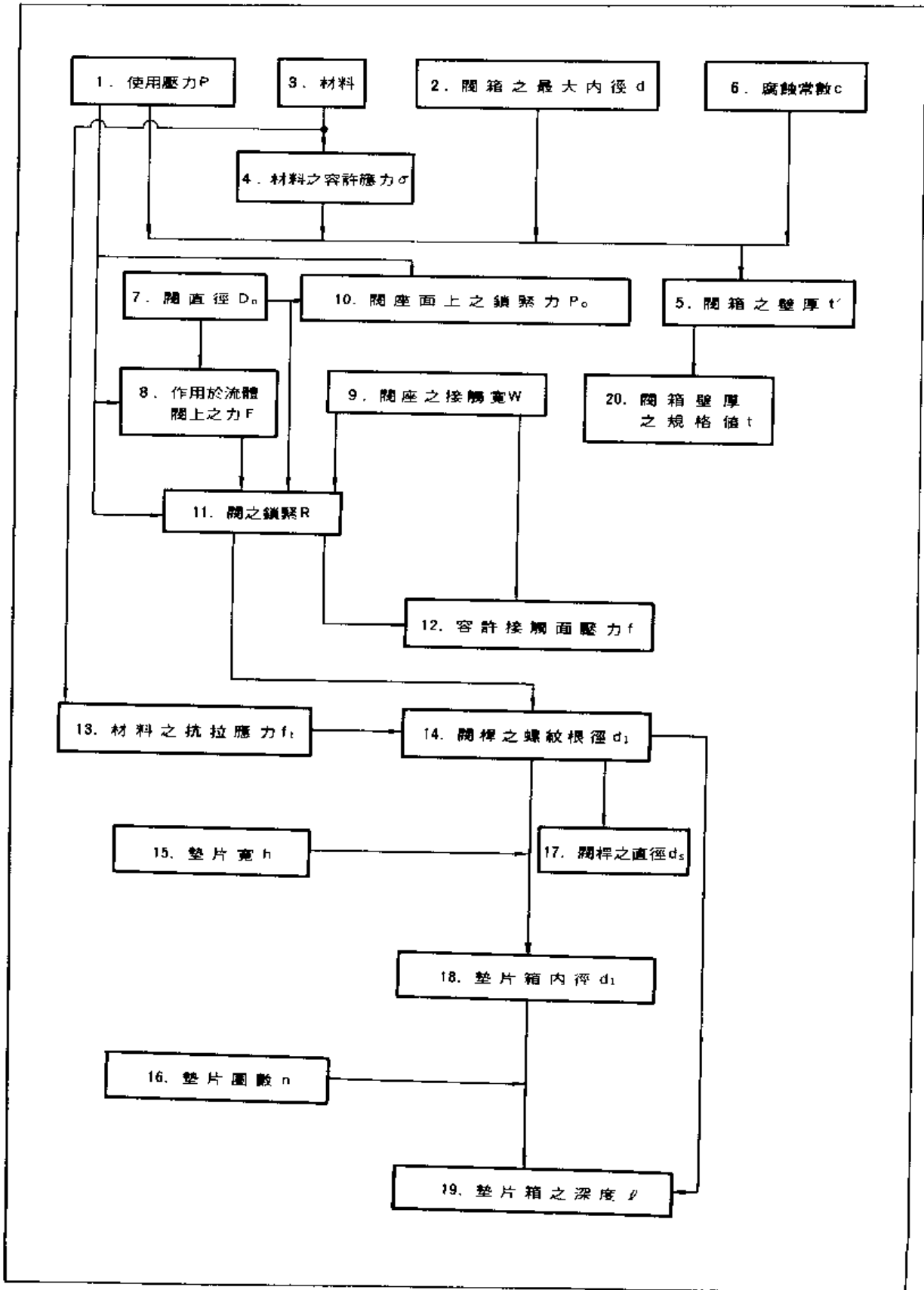
d_4 : 殼根部之直徑 (mm)

38. 凸緣之材料

凸緣材料依使用狀況而定。

39. 凸緣材料之容許應力 σ_a (kgf/mm²)

凸緣材料之容許應力依使用狀況而定。



1. 使用壓力 P (kgf/mm²)

使用壓力依使用狀態來決定。

2. 閘箱之最大內徑 d (mm)

$$d \geq 2D \quad (D = 1128 \sqrt{Q/v})$$

Q : 流量 (m³)

v : 平均流速 (m/sec)

3. 材料

材料依使用條件、荷重大小等而定。

4. 材料之容許應力 σ (kgf/mm²)

依使用材料而定。

5. 閘箱之壁厚 t' (mm)

$$t' = \frac{Pd}{2\sigma} + C$$

6. 腐蝕常數 C (mm)

腐蝕常數依使用狀態來決定。

7. 閘直徑 D_o (mm)

$$D_o \geq D$$

8. 作用於流體閘之力 F (kgf)

$$F = (\pi/4) D_o^2 P$$

9. 閘座之接觸寬 w (mm)

依作用於流體閘上之力而定。

10. 作用於閘座面上之鎖緊力 P_o (kgf)

$$P_o = 2 \pi D_o w P$$

11. 閘之鎖緊力 R (kgf)

$$R = F + P_o$$

$$= \frac{\pi}{4} D_o^2 P + 2 \pi D_o w P$$

$$= \pi D_o P \left(\frac{D_o}{4} + 2w \right)$$

12. 容許接觸面壓力 f (kgf/mm^2)

$$f = \frac{R}{\pi D_o w} = \frac{\pi D_o P (D_o/4 + 2w)}{\pi D_o w} = \frac{D_o P}{4w} + 2P$$

R : 闕鎖緊力 (kgf)

D_o : 闕直徑 (mm)

w : 闕座之接觸寬 (mm)

P : 使用壓力 (kgf/mm^2)

13. 材料之抗拉應力 f_t (kgf/mm^2)

依構成要素3，材料來決定。

14. 闕桿螺紋之根徑 d_1 (mm)

$$d_{1\max} = \sqrt{\frac{4 f_t}{R \pi}}$$

$$d_1 < d_{1\max}$$

15. 墊片寬 h (mm)

墊片寬依使用狀態而定。

16. 墊片圈數 n

墊片圈數依使用狀態而定。

17. 闕桿之直徑 d_s (mm)

$$d_s > d_1$$

18. 墊片箱內徑 d_1 (mm)

$$d_1 = d_s + 2h$$

19. 墊片箱深度 l (mm)

$$l = (d_1 - d_s)n$$

20. 闕箱厚度之規格值 t (mm)

$$t > t'$$

[實例] 試求最高使用壓力 $P_{max}=12\text{kgf/cm}^2$ ，鋼板之抗拉強度 45kgf/mm^2 ，內徑 $120(\text{mm})$ 之縱向一列。

鋼接頭之水箱之鋼板厚度。設安全率為5，並應考慮腐蝕影響。

1. 接縫效率 η

$$\eta=0.6$$

2. 腐蝕常數 C

$$C=1(\text{mm})$$

3. 材料之容許應力 σ

$$\sigma=\frac{45}{5}=9(\text{kgf/mm}^2)$$

4. 管厚 t

$$t=\frac{P_{max} \cdot D}{200 \cdot \sigma \cdot \eta} + C = \frac{12 \times 1200}{200 \times 9 \times 0.6} + 1 = 14.3(\text{mm})$$

因此設 $t=15(\text{mm})$

[實例] 試求出流量 $Q=0.5\text{m}^3/\text{S}$ ，水壓 $P=20\text{kgf/cm}^2$ ，平均流速 $v=4\text{m}/\text{S}$ ，在常溫下使用時無縫

鋼管之直徑。

1. 管內徑 D

$$D=1130\sqrt{\frac{Q}{u}}=1130\sqrt{\frac{0.5}{4}}=399.5(\text{mm}) \quad \cdot \text{在此設 } D=400(\text{mm})$$

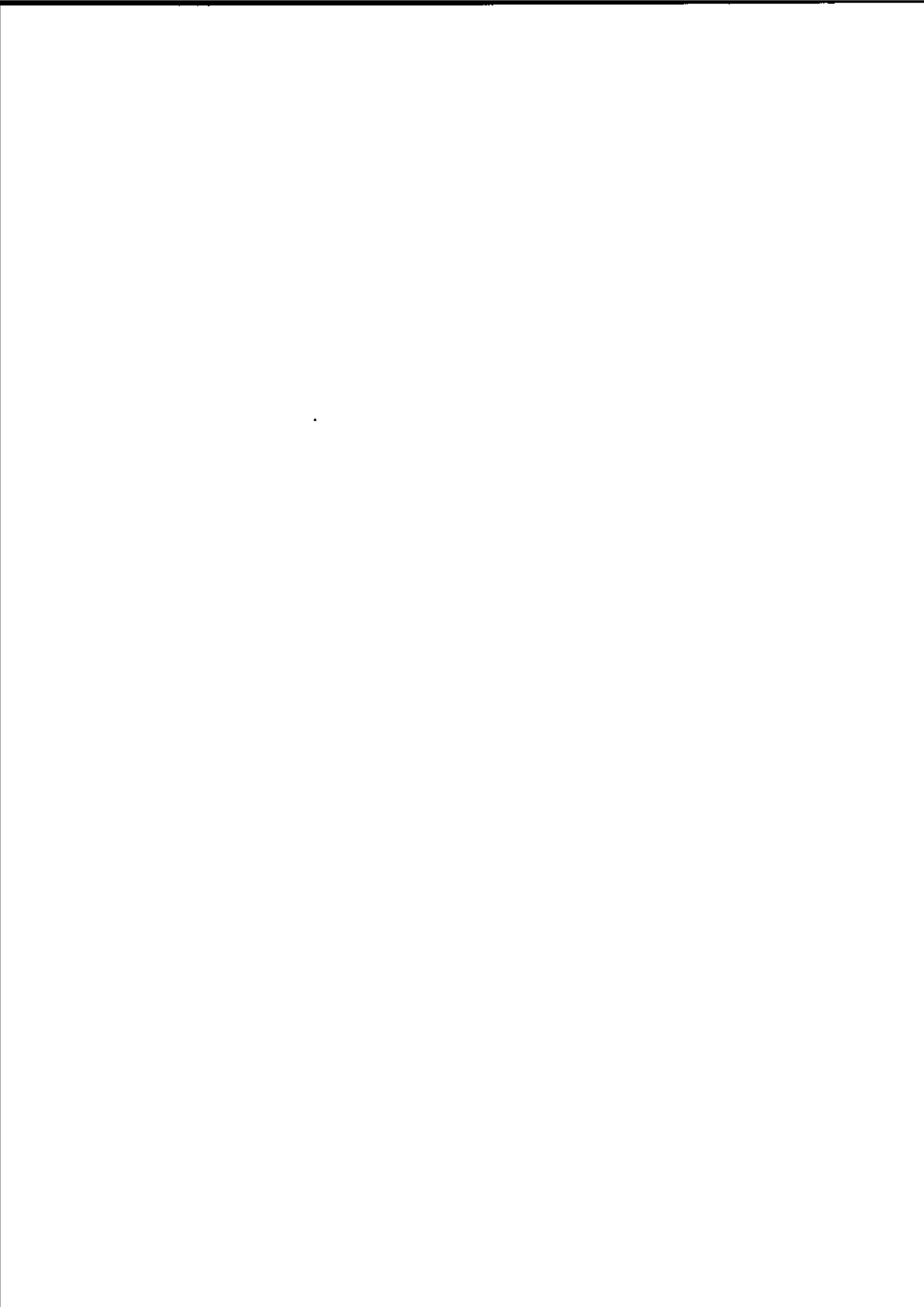
因是無縫鋼管所以設 $\eta=1$ ， $\sigma=9(\text{kgf/mm}^2)$ ， $C=1(\text{mm})$ 。

2. 管厚 t

$$t=\frac{P \cdot D}{200 \cdot \sigma \cdot \eta} + c = \frac{20 \times 400}{200 \times 9 \times 1} + 1 = 5.4(\text{mm}) \quad \cdot \text{在此設 } t=6(\text{mm})$$

因此，內徑 $D=400(\text{mm})$ ，外徑 $D_0=412(\text{mm})$

管厚 $t=6(\text{mm})$



XIII

JIS計量單位換算表

XIII-1 國際單位制(SI)及其使用方法 (JIS Z 8203—1974)

SI Units and Recommendations for the Use of their Multiples and of certain other Units

XIII-2 附錄SI單位, SI之併用單位, 以及其10的整數倍乘積

XIII-3 非SI之各種單位與SI單位之換 算率表參考(JIS Z8202—1974) 「量記號及單位記號」

XIII-4 換算表

1. 適用範圍

此規格係針對國際單位制，及其單位的使用法，及其他與國際單位併用的所作之規定。

備考 一般使用量之SI單位。SI單位的10的整數倍乘積之選擇。可與SI單位併用的單位以及10的整數位乘積的選擇的一覽表如附錄所示。(附錄如圖一2所示)

2. 用語與定義

此規格中使用之主要用語和定義如下：

(1) 國際單位

係國際度量衡總會所採用推薦具有一貫性的單位。由基本單位，補助單位及其組合導引出來的導出單位和這些單位的10之整數乘積所構成。

備考 簡稱為SI。

(2) SI單位

係國際單位制中的基本單位，補助單位以及導出單位之總稱。

備考 SI單位中之各單位，請參照附錄之(3)欄。

(3) 基本單位

國際單位制的基本量單位，如表1所示。

表1 基本單位

量	基本單位	
	名稱	記號
長度	公尺	m
質量	公斤	kg
時間	秒	s
電流	安培	A
熱力學溫度 ⁽¹⁾	克爾文	K
物質質量	克分子	mol
光度	新燭光	cd

註⁽¹⁾ 請參照附錄之攝氏溫度

(4) 補助單位

在國際單位制中，如下表 2 所示。

表 2 補助單位

量	補 助 單 位	
	名 稱	記 號
平 面 角	弧 度	rad
立 體 角	立體弧度	sr

(5) 導出單位

係國際單位制中組合量之單位。——導出單位，其可以基本單位，補助單位用代數方法表示之。

例：以基本單位為基準衍生而出的導出單位之例

量	組 合 單 位	
	名 稱	記 號
面 積	平 方 公 尺	m^2
體 積	立 方 公 尺	m^3
速 度	每 秒 公 尺	m/s
加 速 度	每 秒 每 秒 公 尺	m/s^2
波 數	每 公 尺	m^{-1}
密 度	每 立 方 公 尺 公 斤	kg/m^3
電 流 密 度	每 平 方 公 尺 安 培	A/m^2
磁 界 之 強 度	每 公 尺 安 培	A/m
(物 質 量 之) 濃 度	每 立 方 公 尺 克 分 子	mol/m^3
放 射 能	每 秒	s^{-1}
比 體 積	每 公 斤 立 方 公 尺	m^3/kg
亮 度	每 平 方 公 尺 新 燭 光	cd/m^2

——續次頁

又，擁有固有名稱之導出單位如表3所示

表3 擁有固有名稱之導出單位

量	導出單位		由基本單位或補助單位 組合導出或由導出單位 再導出
	名稱	記號	
周 波 數	赫 茲	Hz	$1 \text{ Hz} = 1 \text{ s}^{-1}$
力	牛 頓	N	$1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2$
壓 力 · 應 力	巴 斯 噶	Pa	$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N}/\text{m}^2$
能 量 · 功 · 熱 量	焦 耳	J	$1 \text{ J} = 1 \text{ N} \cdot \text{m}$
功 率 (工 率)	瓦 特	W	$1 \text{ W} = 1 \text{ J}/\text{s}$
電 荷 · 電 量	庫 侖	C	$1 \text{ C} = 1 \text{ A} \cdot \text{s}$
電位, 電位差, 電壓, 起電力	伏 特	V	$1 \text{ V} = 1 \text{ J}/\text{C}$
靜電容量, 電容	法 拉	F	$1 \text{ F} = 1 \text{ C}/\text{V}$
電 阻	歐 姆	Ω	$1 \Omega = 1 \text{ V}/\text{A}$
電 導	西 門 子	S	$1 \text{ S} = 1 \Omega^{-1}$
磁 束	韋 伯	Wb	$1 \text{ Wb} = 1 \text{ V} \cdot \text{s}$
磁束密度, 磁氣誘導	忒 斯 拉	T	$1 \text{ T} = 1 \text{ Wb}/\text{m}^2$
磁 導	亨 利	H	$1 \text{ H} = 1 \text{ Wb}/\text{A}$
光 速	流 明	lm	$1 \text{ lm} = 1 \text{ cd} \cdot \text{sr}$
照 度	勒 克 司	lx	$1 \text{ lx} = 1 \text{ lm}/\text{m}^2$

3. SI單位的10之整數乘積

3.1 接頭語

構成SI單位的10之整數倍乘積之倍數，接頭語名稱及接頭語記號如表4所示。

表4 接頭語

乘於單位之倍數	接 頭 語	
	名 稱	記 號
10^{12}	tera	T
10^9	giga	G
10^6	mega	M
10^3	kilo	k
10^2	hecto	h
10	deca	da
10^{-1}	deci	d
10^{-2}	centi	c
10^{-3}	milli	m
10^{-6}	micro	μ
10^{-9}	nano	n
10^{-12}	pico	p
10^{-15}	femto	f
10^{-18}	atto	a

3.2 SI單位的10的整數倍乘積之構成。

SI單位的10的整數倍乘積之構成如下。

- (1) 接頭語之記號應與緊接其後的單位記號形成一體。又可在其上附加正、負指數做為新的單位記號或與其他單位記號聯結衍生成導出記號亦可。

$$\begin{aligned} \text{例：} \quad 1 \text{ cm}^3 &= (10^{-2} \text{ m})^3 = 10^{-6} \text{ m}^3 \\ 1 \mu \text{ s}^{-1} &= (10^{-6} \text{ s})^{-1} = 10^6 \text{ s}^{-1} \\ 1 \text{ mm}^2/\text{s} &= (10^{-3} \text{ m})^2/\text{s} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

備考 質量的基本單位名稱Kilogram (公斤) 本身已含接頭語名稱“Kilo”，所以質量單位的整數倍乘積的名稱。事實上就是由“gram”前加上接頭語所構成。例如非micro Kilogram (μkg)，而應是milligram (mg)。

- (2) 不可使用合成的接頭語。例如不可使用 $\text{m}\mu\text{m}$ 而應使用 nm (nano meter)。

4. SI單位及其10的整數倍乘積之使用法

SI單位及其10的整數倍乘積之使用法如下。

- (1) SI單位的整數倍乘積應選擇適當的大小而依用途選擇出來的整數倍乘積應在實用範圍內。
- (2) 整數倍乘積原則上其數應在0.1~1000間。

$$\begin{aligned} \text{例：} \quad 1.2 \times 10^4 &\text{ 應寫成 } 12 \text{ kN} \\ 0.00394 &\text{ 應寫成 } 3.94 \text{ mm} \\ 1401 \text{ Pa} &\text{ 應寫成 } 1.401 \text{ kPa} \\ 3.1 \times 10^{-8} \text{ s} &\text{ 應寫成 } 31 \text{ ns} \end{aligned}$$

唯在有關同一種量的數值表中或在一篇文章中論述其數值的場合，縱使有幾個數值超過0.1~1000的範圍，亦應使用同一整數倍乘積為宜。

又，關於特殊用途的量，依慣例使用同一種整數倍乘積。例如，幾乎所有的機械製圖，其尺寸大小都採用mm。

(3) 合成之SI單位其接頭語應只限於一種。

(4) 單位記號之寫法

單位記號之寫法，如下。

(4.1) 單位記號印刷時，應與本文之其他文字無關，以直立體(羅馬)文字來表示，不可使用複數形和終止符號。而表示量的全數字之後該數字與單位間必須有1字的間隔才可。

單位之名稱若係由固有名詞導出時，單位記號的第一個文字應大寫，其餘的則小寫。

例： m 公尺

s 秒

A 安培

Wb 韋伯

(4.2) 導出單位若由二個以上的單位乘積構成，應以下列中的任一種來書寫。

$N \cdot m$ $N.m$ $N m$

又，若單位記號與接頭語的記號相同時，為避免混淆，必須特別注意。例如：力矩的單位牛頓·公尺為避免與mN相混淆，應寫成Nm或 $N \cdot m$ 。

(4.3) 導出單位係由一個單位除以另一個單位而構成之，應如下列所示方法書寫。

例如， $\frac{m}{s}$ 或m/s或 ms^{-1} 。又，為避免表示的曖昧，不管任何場合，若沒有添加括號(如m/s

般)絕對不可在同一行中將二條以上的斜線同列。

又單位較複雜時，必須使用負的整數倍乘積或括號來表示。

5. 非SI內的單位之處理法

5.1 因具實用價值而可供用之單位

雖非SI內單位，然在實用上極具價值，所以如表5所示可與SI單位併用。

另請參照之(5)欄與(6)欄。

表5 可與SI單位併用之單位

量	單位名稱	單位記號	定 義
時 間	分	min	1 min = 60s
	時	h	1 h = 60min
	日	d	1 d = 24h
平 面 角	度	°	1° = $(\pi/180)$ rad
	分	'	1' = $(1/60)^\circ$
	秒	"	1" = $(1/60)'$
體 積	公升	l	1 l = 1 dm ³
質 量	噸	t	1 t = 10 ³ kg

5.2 在特殊範疇有實用價值所以併用的單位。

雖非屬SI單位，然在特殊的範疇具實用價值，所以如表6所示的單位在特殊範疇可與SI單位併用。

另請參照附錄之第(5)欄與(6)欄。

表6 可與SI單位併用之單位

量	單位名稱	單位記號	定 義
能 量	電子伏特	eV	1 電子伏特係在真空中橫切 1 伏特的電位差時，電子所能得到的運動能量 (近似值) 1 eV = $1.6021892 \times 10^{-19}$ J
原 子 質 量	原子質量單位	u	1 原子質量單位等於核種 ¹² C 的一個原子的質量的1/12。 (近似值) 1 u = $1.6605655 \times 10^{-27}$ kg
長 度	天文單位	AU	1 AU = 149600×10^6 m (天文常數之體系，1964)
	巴謝克	pc	1 巴謝克即 1 天文單位在角度為 1 秒時之距離 (近似值) 1 pc = 206265 AU = 30857×10^{12} m
流體之壓力	巴(1)	bar	1 bar = 10 ⁶ Pa

註1) 國際度量衡委員會將此單位暫時與SI共存。

5.3 併用單位的10的整數倍乘積

表4所示接頭語亦可附加於表5及表6所示大部分的單位。

例如，毫升是ml，百萬電子伏特是MeV。

又，請參照附錄之(6)欄。

5.4 併用單位

在極少部分的情形，表5及表6所示的單位和SI單位及其10的整數乘積併用，而導出另一種導出單位。

例如，kg/h，km/h。

另請參照附錄5欄及(6)欄。

1. 適用範圍

此附錄乃針對SI單位，併用單位以及其10的整數倍乘積選擇時的規定。

2. SI單位

一般用於量的SI單位如第(3)欄所示。

3. SI單位的10的整數倍乘積之選擇

一般量的SI單位的10的整數倍乘積之選擇，原則上依第(4)欄而定。

4. 可與SI單位併用之單位

可與SI單位併用之單位如第(5)欄所示。

5. 併用單位的10的整數倍乘積之選擇

原則上如第(6)欄所示。

6. 在特殊範疇使用的單位及備考

在一般場合雖不與SI單位併用，然在特殊範疇使用的單位及(2)欄~(6)欄中所載諸事項之備考示於(7)欄。

備考，非SI制的慣用單位換算為SI單位之表如下所示。

JIS Z 8202	量記號及單位記號
JIS Z 8435	仟瓦與法馬力換算表
JIS Z 8438	牛頓與重量公斤換算表
JIS Z 8439	牛頓公尺或焦耳與重量公尺換算表
JIS Z 8440	百萬巴斯噶與每平方公分重量公斤的換算表
JIS Z 8441	仟巴斯噶與水柱公厘的換算表
JIS Z 8442	仟巴斯噶與水銀柱公厘的換算表
JIS Z 8443	百萬巴斯噶與氣壓的換算表
JIS Z 8444	百萬巴斯噶與每平方公厘重量公斤的換算表
JIS Z 8445	焦耳與卡路里換算表

12) 空間與時間

JIS Z 8202 對應編號 (1)	量 (2)	SI單位 (3)	SI單位10的整數 倍乘積 (4)	可與SI單位 併用之單位 (5)	併用單位10的 整數倍乘積之選擇 (6)	特殊範疇使用的 單位及備考 (7)
1-1.1	平面角	rad (弧度)	mrad μ rad	° (度) ' (分) " (秒)		
1-2.1	立體角	sr (立體弧度)				
1-3.1-7	長度	m (公尺)	km dm cm mm μ m nm			1 海里=1852m
1-4.1	面積	m ²	km ² dm ² cm ² mm ²			ha (公頃) 1 ha = 10 ⁴ m ² a (公畝) 1 a = 10 ² m ²
1-5.1	體積	m ³	dm ³ cm ³ mm ³	l (公升)	k) 1 kl = 1 m ³ ml 1 ml = 10 ⁻⁶ m ³ = 1 cm ³	公升(l)乃立方分 米(dm ³)的特別 名稱。
1-6.1	時間	s (秒)	ks ms μ s ns	d (日) h (時) min (分)		除週、月、年外其 他單位一般亦有使 用。
1-7.1	角速度	rad/s				
1-9.1	速度, 速率	m/s			km/h $1 \text{ km/h} = \frac{1}{3.6} \text{ m/s}$	1 節=1852m/h
1-10.1	加速度	m/s ²				

(2) 周期現象及關連現象

JIS Z 8202 對應編號 (1)	量 (2)	SI單位 (3)	SI單位中10的整 數倍乘積之選擇 (4)	可與SI單位併 用之單位 (5)	併用單位中10整數 倍乘積之選擇 (6)	特殊範疇使用的單 位及備考 (7)
2-2.1	周波數	Hz (赫茲)	THz GHz MHz kHz			
2-3.1	周波數 (回轉速)	s^{-1}		min^{-1}		回每分 (rpm或 r/min)

XIII-2-4 力學(1)

(3) 力學

JIS Z 8202 對應編號 (1)	量 (2)	SI單位 (3)	SI單位中10的整 數倍乘積之選擇 (4)	可與SI單位併 用之單位 (5)	併用單位的10的整 數倍乘積之選擇 (6)	特殊範疇使用之單 位及備考 (7)
3-1.1	質 量	kg (公斤)	Mg g mg μg	t (噸)		
3-2.1	線 密 度	kg/m	mg/m			1 tex = 10 ⁶ kg/m 第克斯是纖維工業 上使用的單位
3-3.1	密 度 濃 度	kg/m ³	Mg/m ³ 或 kg/dm ³ 或 g/cm ³	t/m ³ 或 kg/l	g/ml g/l	
3-8.1	運 動 量	kg·m/s				
3-9.1	運動量之 力矩·角運動量	kg·m ² /s				
3-9.2						
3-10.1	慣性力矩	kg·m ²				
3-11.1	力	N (牛頓)	MN kN mN μN			
3-13.1	力之力矩	N·m	MN·m kN·m mN·m μN·m			
3-14.1	壓 力	Pa (帕斯頓)	GPa MPa kPa mPa μPa	bar 巴	mbar μbar	1 bar = 10 ⁵ Pa
3-15.1	應 力	Pa 或 N/m ²	GPa MPa 或 N/mm ² kPa			

3) 力學(續)

JIS Z 8202 對應編號 (1)	量 (2)	SI單位 (3)	SI單位中10的整 數倍乘積之選擇 (4)	可與SI單位併 用之單位 (5)	併用單位10的整 數倍乘積之選擇 (6)	特殊範疇使用的單 位及備考 (7)
3-23.1	粘 度	Pa·s	mPa·s			P(泊) ⁽¹⁾ 1 cP = 1 mPa·s
3-24.1	動 粘 度	m ² /s	mm ² /s			St(史斗克斯) ⁽¹⁾ 1 cSt = 1 mm ² /s
3-25.1	表面張力	N/m	mN/m			
3-26.2	能 量		TJ			單位W·h, kW·h, MW·h, GW·h及 TW·h是電力範疇 使用的單位。 單位keV, MeV及 GeV是原子物理學 、核物理學及加速 器技術上使用之單 位。
3-26.1	功		GJ		GeV	
4-3.1	熱 量		MJ		MeV	
5-32.1	電 力 量		kJ		keV	
		J (焦耳)	mJ	eV (電子伏特)		
3-27.1	功 率 (工率, 電力)		GW MW kW			
		W (瓦特)	mW μW			

(註)⁽¹⁾屬於CGS制。最好不與SI單位併用較佳

此外尚有

- (4) 熱
- (5) 電氣及磁氣
- (6) 光及關連的電磁放射
- (7) 音
- (8) 物理化學及分子物理學

量之分類	單位名稱	單位記號	定義	SI單位的換算率
角 度 (平面角)	弧度	rad		
	度	°	$\frac{\pi}{180}\text{rad}$	$1.74533 \times 10^{-2} \text{rad}$
	分	'	$(\frac{1}{60})^\circ$	$2.90888 \times 10^{-4} \text{rad}$
	秒	"	$(\frac{1}{3600})^\circ$	$4.84814 \times 10^{-6} \text{rad}$
	點	pt	11.25°	$1.96350 \times 10^{-1} \text{rad}$
	直角	L	$\frac{\pi}{2} \text{rad}$	1.57080 rad
長 度	葛拉特	g	$\frac{1}{108} \text{L}$	$1.57080 \times 10^{-2} \text{rad}$
	公尺	m		
	公忽	μ	$1 \mu\text{m}$	$1 \times 10^{-6} \text{m}$
	埃	Å	10^{-10}m	$1 \times 10^{-10} \text{m}$
	海里	M, nm	1852m	$1.852 \times 10^3 \text{m}$
	碼	yd	0.9144m	$9.144 \times 10^{-1} \text{m}$
	呎	ft	$\frac{1}{3} \text{yd}$	$3.048 \times 10^{-1} \text{m}$
	吋	in	$\frac{1}{12} \text{ft}$	$2.54 \times 10^{-2} \text{m}$
	chain	chain	22yd	$2.01168 \times 10 \text{m}$
	哩	mile	80chain	$1.60934 \times 10^3 \text{m}$
密爾	mil	10^{-3}in	$2.54 \times 10^{-5} \text{m}$	
面 積	平方公尺	m ²		
	公畝	a	100m^2	$1 \times 10^2 \text{m}^2$
	平方碼	yd ²		$8.36127 \times 10^{-1} \text{m}^2$
	平方呎	ft ²		$9.29030 \times 10^{-2} \text{m}^2$
	平方吋	in ²		$6.4516 \times 10^{-4} \text{m}^2$
	英畝	acre	4840yd^2	$4.04686 \times 10^3 \text{m}^2$
	平方英里	mile ²		$2.58999 \times 10^6 \text{m}^2$
體 積	立方公尺	m ³		
	公升	l		$1 \times 10^{-3} \text{m}^3$
	噸	T	$\begin{cases} 10^2 \text{ft}^3 \\ 986 \text{ m}^3 \end{cases}$	$\begin{cases} 2.83168 \text{m}^3 \\ 2.83286 \text{m}^3 \end{cases}$
	立方碼	yd ³		$7.64555 \times 10^{-1} \text{m}^3$
	立方呎	ft ³		$2.83168 \times 10^{-2} \text{m}^3$
	立方吋	in ³		$1.63871 \times 10^{-5} \text{m}^3$
	(英)加侖	gal(UK)	英國度量法	$4.54609 \times 10^{-3} \text{m}^3$
	(英)品脫	pt(UK)	$\frac{1}{2} \text{gal(UK)}$	$5.68261 \times 10^{-4} \text{m}^3$
	(英)液用盎斯	fl oz(UK)	$\frac{1}{160} \text{gal(UK)}$	$2.84130 \times 10^{-5} \text{m}^3$
	(英)蒲式耳	bushel(UK)	8gal(UK)	$3.63687 \times 10^{-2} \text{m}^3$
	加侖	gal(US)	231in^3	$3.78541 \times 10^{-3} \text{m}^3$
	(日本)加侖	gal	計量法施行法	$3.78543 \times 10^{-3} \text{m}^3$
	(美)液用品脫	liq pt(US)	$\frac{1}{4} \text{gal(US)}$	$4.73176 \times 10^{-4} \text{m}^3$
	(美)液用盎斯	fl oz(US)	$\frac{1}{128} \text{gal(US)}$	$2.95735 \times 10^{-5} \text{m}^3$
	(美)桶	barrel(US)	9702in^3	$1.58987 \times 10^{-1} \text{m}^3$
	(美)蒲式耳	bu(US)	2150.42in^3	$3.52391 \times 10^{-2} \text{m}^3$
	穀用品脫	dry pt(US)	$\frac{1}{4} \text{bu(US)}$	$5.50610 \times 10^{-4} \text{m}^3$
	穀用桶	bbl(US)	7056in^3	$1.15627 \times 10^{-1} \text{m}^3$

量之分類	單位名稱	單位記號	定 義	SI單位的換算率
時 間	秒	S		
	分	min	60S	$6 \times 10^1 S$
	時	h	60min	$3.6 \times 10^3 S$
	日	d	24h	$8.64 \times 10^4 S$
速 度	每秒公尺	m/s		
	每小時公里	km/h		$2.77778 \times 10^{-1} m/s$
	節	kn	1 M/h	$5.14444 \times 10^{-1} m/s$
	每小時哩	mile/h		$4.4704 \times 10^{-1} m/s$
加 速 度	每秒每秒公尺	m/s ²		
	伽	Gal	$\frac{1}{100} m/s^2$	$1 \times 10^{-2} m/s^2$
	重力加速度	G	9.80665 m/s ²	9.80665 m/s ²
質 量	公斤	kg		
	噸	t	10 ³ kg	$1 \times 10^3 kg$
	克拉	ct, car	200mg	$2 \times 10^{-4} kg$
	磅	lb		$4.53592 \times 10^{-1} kg$
	格令	gr	$\frac{1}{7000} lb$	$6.47989 \times 10^{-5} kg$
	盎司	oz	$\frac{1}{16} lb$	$2.83495 \times 10^{-2} kg$
	特洛伊衡(藥用盎司)	troy ounce	480gr	$3.11035 \times 10^{-2} kg$
	(英) 韓德烈特威	cwt(UK)	112 lb	$5.08023 \times 10 kg$
	英噸	ton(UK)	2240 lb	$1.01605 \times 10^3 kg$
	(美) 韓德烈特威	cwt(US)	100 lb	$4.53592 \times 10 kg$
	美噸	ton(US)	2000 lb	$9.07185 \times 10^2 kg$
			sh·tn, sh·ton	
密 度	每立方公尺公斤	kg/m ³		
	每立方呎磅	lb/ft ³		$1.60185 \times 10 kg/m^3$
力	牛頓	N	1 kg·m/s ²	
	達因	dyn	10 ⁻⁵ N	$1 \times 10^{-5} N$
	重量公斤	kgf		9.80665N
	重量磅	lbf		4.44822N
力 矩 扭 矩	牛頓公尺	N·m		
	重量公斤公尺	kgfm, kgwm		9.80665N·m
	呎重量磅	ft·lbf		1.35582N·m
應 力 及 應 力	巴斯噶	Pa	1 N/m ²	
	巴	bar, b	10 ⁵ Pa	$1 \times 10^5 Pa$
	每平方公尺重量公斤	kgf/m ²		9.80665 Pa
	每平方公厘重量公斤	kgf/mm ²		$9.80665 \times 10^6 Pa$
	每平方公分重量公斤	kgf/cm ²		$9.80665 \times 10^4 Pa$
	水柱公尺	mH ₂ O, mA _q		$9.80665 \times 10^3 Pa$
	水柱公厘	mmH ₂ O		9.80665 Pa
	氣壓	atm	101325 Pa	$1.01325 \times 10^5 Pa$
水銀柱公尺	mHg	$\frac{1}{0.76} atm$	$1.33322 \times 10^5 Pa$	

量之分類	單位名稱	單位記號	定義	SI單位的換算率
壓 力 及 應 力	水銀柱公厘	mmHg	1 mmHg	$1.33322 \times 10^2 \text{ Pa}$
	托爾	Torr		$1.33322 \times 10^2 \text{ Pa}$
	每平方吋重量磅	lbf/in ² , psi		$6.89476 \times 10^3 \text{ Pa}$
	水柱呎	ftH ₂ O, ftAq		$2.98907 \times 10^3 \text{ Pa}$
	水柱吋	inH ₂ O, inAq		$2.49089 \times 10^2 \text{ Pa}$
	水銀柱吋	inHg		$3.38639 \times 10^3 \text{ Pa}$
	每平方吋重量噸	tonw/in ²		$1.54443 \times 10^7 \text{ Pa}$
	每平方吋重量噸	sh·ton w/in ²		$1.37895 \times 10^7 \text{ Pa}$
黏 度	每秒巴斯噶	Pa·s	10 ⁻¹ Pa·s	$1 \times 10^{-1} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
	泊	P		
動 黏 度	每秒平方公尺	m ² /s	10 ⁻⁴ m ² /s	$1 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$
	史斗克斯	St		
做 功 · 能 量 · 熱 量	焦耳	J	1 N·m	1 J
	瓦特秒	W·s	1 J	1 J
	耳格	erg	10 ⁻⁷ J	$1 \times 10^{-7} \text{ J}$
	重量公斤公尺	kgf·m		9.80665J
	瓦特小時	W·h	3600 W·s	$3.6 \times 10^3 \text{ J}$
	卡路里	cal		4.18605J
	15度卡路里	cal ₁₅		4.1855J
	熱化學卡路里	cal _{th}		4.184J
	公升一大氣壓	l·atm		$1.01325 \times 10^2 \text{ J}$
	電子伏特	eV		$1.60219 \times 10^{-19} \text{ J}$
	L.T. 卡路里	cal _{IT}		4.1868J
	呎重量磅	lbf·ft		1.35582J
英熱量	Btu		$1.05506 \times 10^3 \text{ J}$	
工 率 · 功 率 · 熱 流	瓦特	W	1 J/s	
	每秒公斤公尺	kgfm/s		9.80665 W
	每秒耳格	erg/s		$1 \times 10^{-7} \text{ W}$
	每時L.T. 卡路里	cal _{IT} /h		$1.163 \times 10^{-3} \text{ W}$
	法馬力	PS	$\left\{ \begin{array}{l} 75 \text{ kgfm/s} \\ \text{計量法施行法} \end{array} \right.$	$7.35499 \times 10^2 \text{ W}$
	英馬力	hp, HP	550 lbf·ft/s	$7.355 \times 10^2 \text{ W}$
	每秒磅呎	lbf·ft/s		$7.45700 \times 10^2 \text{ W}$
	每時英熱量	Btu/h		1.35582 W $2.93071 \times 10^{-1} \text{ W}$
溫 度	凱爾文	K		
	攝氏度 或華氏度	°C	t°C = (t + 273.15) K	
	華氏度	°F	t°F = $\frac{5}{9}(t - 32)$ °C t°F = $\frac{5}{9}(t - 32) + 273.15$ K	
磁界強度	每公尺安培	A/m		
	奧斯特	Oe	$\frac{10^3}{4\pi}$ A/m	$7.95775 \times 10 \text{ A/m}$

量之分類	單位名稱	單位記號	定義	SI單位的換算率
磁束密度	第斯物	T	$1 \text{ V} \cdot \text{s}/\text{m}^2$	
	高斯	Gs, G	10^{-4} T	$1 \times 10^{-4} \text{ T}$
	伽瑪	γ	10^{-9} T	$1 \times 10^{-9} \text{ T}$
磁束	韋伯	Wb	$1 \text{ V} \cdot \text{s}$	
	馬克斯威	Mx	10^{-8} wb	$1 \times 10^{-8} \text{ wb}$
光量	勒克斯	lx	$1 \text{ lm}/\text{m}^2$	
	輻透	ph	10^4 lx	$1 \times 10^4 \text{ lx}$
亮度	每平方公尺新燭光	cd/m^2		
	熙提	sb	$10^4 \text{ cd}/\text{m}^2$	$1 \times 10^4 \text{ cd}/\text{m}^2$
有效斷面積	平方公尺	m^2		
	靶恩	b		$1 \times 10^{-28} \text{ m}^2$
放射能	每秒	s^{-1}		
	居里	Ci		$3.7 \times 10^{10} \text{ s}^{-1}$
吸收線量	每公斤焦耳	J/kg		
	拉德	rad, rd	$10^{-2} \text{ J}/\text{kg}$	$1 \times 10^{-2} \text{ J}/\text{kg}$
照射線量	每公斤庫倫	C/kg		
	倫琴	R		$2.58 \times 10^{-4} \text{ C}/\text{kg}$

註：若正確值在有效數字6位以下的場合則換算率之原本數值直接可用，若正確值在7位以上的場合，則有效數字以6位數來表示。

重量公斤(kgf)——牛頓(N)換算表
換算率: 1 kgf=9.80665N

Table with columns for kgf (500 to 1000) and N (4902.3 to 9806.6). It provides conversion values for weights from 500 kgf to 1000 kgf.

重量公斤(kgf)——牛頓(N)換算表(JIS Z8138)
換算率: 1 kgf=9.80665N

Table with columns for kgf (1 to 90) and N (9.80665 to 882.6). It provides conversion values for weights from 1 kgf to 90 kgf.

(備考) 本表所示數值有效數字取5位。

(備考) 本表所示數值有效數字取5位。

牛頓(N)——重量 斤(kgf)換算表

換算率: 1 kgf=9.80665N

Table with columns N (500-900) and rows (00-90) showing kgf values for Newton to kgf conversion.

牛頓(N)——重量公斤(kgf)換算表(JIS Z8438)

換算率: 1 kgf=9.80665N

Table with columns N (100-900) and rows (00-90) showing kgf values for Newton to kgf conversion.

[備考] 本表所示數值有效數字取5位。

[備考] 本表數值有效數字取5位。

每平方公分重量公斤(kgf/cm²)——(百萬巴斯噶換算表)

換算率: 1 kgf/cm² = 0.0980665 MPa

Table with columns for kgf/cm² (0-1000) and MPa (0-1000). It contains conversion values for various pressure units.

〔備考〕 本表所示數值有效數字取5位。

每平方公分重量公斤(kgf/cm²)——(百萬巴斯噶換算表)(JIS Z 8440)

換算率: 1 kgf/cm² = 0.0980665 MPa

Table with columns for kgf/cm² (0-1000) and MPa (0-1000). It contains conversion values for various pressure units, similar to the first table but with a different layout.

〔備考〕 本表所示數值有效數字取5位。

唯不滿 1 MPa 之換算值，小數點以下取 4 位。

百萬巴斯噶(MPa)——每平方公分重量公斤(kg/cm²)換算表

Table with 11 columns: MPa (0.0 to 10), kg/cm² (0.0 to 100), and MPa (0.0 to 100). Conversion factor: 1 kg/cm² = 0.0980665 MPa.

百萬巴斯噶(MPa)——每平方公分重量公斤(kg/cm²)換算表(JIS Z8140)

Table with 11 columns: MPa (0.0 to 10), kg/cm² (0.0 to 100), and MPa (0.0 to 100). Conversion factor: 1 kg/cm² = 0.0980665 MPa.

[備考] 本表所示數值有效數字取5位。

[備考] 本表所示數值有效數字取5位。

每平方公厘重量公斤(kgf/mm²)——百萬巴斯噶(MPa)換算表

換算率: 1 kgf/mm² = 9.80665 MPa

Table with columns for kgf/mm² (0-1000) and rows for MPa (0-1000). It provides conversion values for various units including kgf/mm², MPa, and others.

[備考] 本表所示數值有效數字取4位。

每平方公厘重量公斤(kgf/mm²)——百萬巴斯噶(MPa)換算表(JIS Z 8444)

換算率: 1 kgf/mm² = 9.80665 MPa

Table with columns for kgf/mm² (0-100) and rows for MPa (0-100). It provides conversion values for various units including kgf/mm², MPa, and others.

[備考] 本表所示數值，有效數字取4位。

百萬巴斯噶(MPa)——每平方公厘重量公斤(kgf/mm²)換算表

換算率: 1 kgf/mm² = 9.80665MPa

MPa	00	10	20	30	40	50	60	70	80	90	MPa
5000	509.9	510.9	511.9	512.9	513.9	515.0	516.0	517.0	518.0	519.0	5000
5100	520.1	521.1	522.1	523.1	524.1	525.2	526.2	527.2	528.2	529.2	5100
5200	530.3	531.3	532.3	533.3	534.3	535.4	536.4	537.4	538.4	539.4	5200
5300	540.6	541.5	542.5	543.5	544.5	545.5	546.6	547.6	548.6	549.6	5300
5400	550.8	551.7	552.7	553.7	554.7	555.7	556.8	557.8	558.8	559.8	5400
5500	560.9	561.9	562.9	563.9	564.9	565.9	567.0	568.0	569.0	570.0	5500
5600	571.0	572.0	573.0	574.0	575.1	576.1	577.2	578.2	579.2	580.2	5600
5700	581.2	582.2	583.2	584.2	585.3	586.3	587.4	588.4	589.4	590.4	5700
5800	591.4	592.4	593.4	594.5	595.5	596.6	597.6	598.6	599.6	600.6	5800
5900	601.6	602.7	603.7	604.7	605.7	606.7	607.8	608.8	609.8	610.8	5900
6000	611.8	612.8	613.9	614.9	615.9	617.0	618.0	619.0	620.0	621.0	6000
6100	622.0	623.0	624.1	625.1	626.1	627.2	628.2	629.2	630.2	631.2	6100
6200	632.2	633.2	634.3	635.3	636.3	637.3	638.3	639.4	640.4	641.4	6200
6300	642.4	643.4	644.5	645.5	646.5	647.5	648.5	649.5	650.5	651.5	6300
6400	652.6	653.6	654.7	655.7	656.7	657.7	658.7	659.7	660.7	661.7	6400
6500	662.8	663.8	664.9	665.9	666.9	667.9	668.9	670.0	671.0	672.0	6500
6600	673.0	674.0	675.1	676.1	677.1	678.1	679.1	680.2	681.2	682.2	6600
6700	683.2	684.2	685.2	686.3	687.3	688.3	689.3	690.4	691.4	692.4	6700
6800	693.4	694.4	695.4	696.5	697.5	698.5	699.5	700.5	701.6	702.6	6800
6900	703.6	704.6	705.6	706.7	707.7	708.7	709.7	710.7	711.7	712.7	6900
7000	713.8	714.8	715.9	716.9	717.9	718.9	719.9	720.9	722.0	723.0	7000
7100	724.0	725.0	726.1	727.1	728.1	729.1	730.1	731.1	732.2	733.2	7100
7200	734.2	735.2	736.2	737.3	738.3	739.3	740.3	741.3	742.4	743.4	7200
7300	744.4	745.4	746.4	747.5	748.5	749.5	750.5	751.5	752.6	753.6	7300
7400	754.6	755.6	756.6	757.6	758.6	759.6	760.7	761.7	762.7	763.7	7400
7500	764.8	765.8	766.8	767.8	768.8	769.8	770.9	771.9	772.9	774.0	7500
7600	775.0	776.0	777.0	778.0	779.0	780.1	781.1	782.1	783.1	784.2	7600
7700	785.2	786.2	787.2	788.2	789.2	790.3	791.3	792.3	793.3	794.4	7700
7800	795.4	796.4	797.4	798.4	799.4	800.5	801.5	802.5	803.5	804.6	7800
7900	805.6	806.6	807.6	808.6	809.6	810.7	811.7	812.7	813.7	814.8	7900
8000	815.8	816.8	817.8	818.8	819.8	820.9	821.9	822.9	823.9	825.0	8000
8100	826.0	827.0	828.0	829.0	830.0	831.1	832.1	833.1	834.1	835.1	8100
8200	836.2	837.2	838.2	839.2	840.2	841.3	842.3	843.3	844.3	845.3	8200
8300	846.4	847.4	848.4	849.4	850.4	851.5	852.5	853.5	854.5	855.5	8300
8400	856.6	857.6	858.6	859.6	860.6	861.7	862.7	863.7	864.7	865.7	8400
8500	866.8	867.8	868.8	869.8	870.8	871.9	872.9	873.9	874.9	875.9	8500
8600	877.0	878.0	879.0	880.0	881.0	882.1	883.1	884.1	885.1	886.1	8600
8700	887.2	888.2	889.2	890.2	891.2	892.3	893.3	894.3	895.3	896.3	8700
8800	897.4	898.4	899.4	900.4	901.4	902.4	903.5	904.5	905.5	906.5	8800
8900	907.6	908.6	909.6	910.6	911.6	912.6	913.7	914.7	915.7	916.7	8900
9000	917.8	918.8	919.8	920.8	921.8	922.8	923.9	924.9	925.9	926.9	9000
9100	928.0	929.0	930.0	931.0	932.0	933.0	934.1	935.1	936.1	937.1	9100
9200	938.2	939.2	940.2	941.2	942.2	943.2	944.3	945.3	946.3	947.3	9200
9300	948.4	949.4	950.4	951.4	952.4	953.4	954.5	955.5	956.5	957.5	9300
9400	958.6	959.6	960.6	961.6	962.6	963.6	964.7	965.7	966.7	967.7	9400
9500	968.8	969.8	970.8	971.8	972.8	973.8	974.8	975.8	976.8	977.8	9500
9600	979.0	980.0	981.0	982.0	983.0	984.0	985.0	986.1	987.1	988.1	9600
9700	989.2	990.2	991.2	992.2	993.2	994.2	995.2	996.3	997.3	998.3	9700
9800	999.4	1000.4	1001.4	1002.4	1003.4	1004.4	1005.4	1006.4	1007.4	1008.4	9800
9900	1010.0	1011.0	1012.0	1013.0	1014.0	1015.0	1016.0	1017.0	1018.0	1019.0	9900
10000	1020.0										10000

(備考) 本表所示數值, 有效數字取4位。

百萬巴斯噶(MPa)——每平方公厘重量公斤(kgf/mm²)換算表(JIS Z 8444)

換算率: 1 kgf/mm² = 9.80665MPa

MPa	00	10	20	30	40	50	60	70	80	90	MPa
100	1.020	2.039	3.059	4.079	5.099	6.118	7.138	8.158	9.177	10.197	100
200	12.24	13.26	14.28	15.30	16.32	17.34	18.35	19.37	20.39	21.41	200
300	24.47	25.49	26.51	27.53	28.55	29.57	30.59	31.61	32.63	33.65	300
400	36.70	37.72	38.74	39.76	40.78	41.80	42.82	43.84	44.86	45.88	400
500	48.93	49.95	50.97	51.99	53.01	54.03	55.05	56.07	57.09	58.11	500
600	61.16	62.18	63.20	64.22	65.24	66.26	67.28	68.30	69.32	70.34	600
700	73.39	74.41	75.43	76.45	77.47	78.49	79.51	80.53	81.55	82.57	700
800	85.62	86.64	87.66	88.68	89.70	90.72	91.74	92.76	93.78	94.80	800
900	97.85	98.87	99.89	100.91	101.93	102.95	103.97	104.99	106.01	107.03	900
1000	110.26	111.28	112.30	113.32	114.34	115.36	116.38	117.40	118.42	119.44	1000
1100	122.65	123.67	124.69	125.71	126.73	127.75	128.77	129.79	130.81	131.83	1100
1200	135.04	136.06	137.08	138.10	139.12	140.14	141.16	142.18	143.20	144.22	1200
1300	147.43	148.45	149.47	150.49	151.51	152.53	153.55	154.57	155.59	156.61	1300
1400	159.82	160.84	161.86	162.88	163.90	164.92	165.94	166.96	167.98	169.00	1400
1500	172.21	173.23	174.25	175.27	176.29	177.31	178.33	179.35	180.37	181.39	1500
1600	184.60	185.62	186.64	187.66	188.68	189.70	190.72	191.74	192.76	193.78	1600
1700	197.00	198.02	199.04	200.06	201.08	202.10	203.12	204.14	205.16	206.18	1700
1800	209.39	210.41	211.43	212.45	213.47	214.49	215.51	216.53	217.55	218.57	1800
1900	221.78	222.80	223.82	224.84	225.86	226.88	227.90	228.92	229.94	230.96	1900
2000	234.17	235.19	236.21	237.23	238.25	239.27	240.29	241.31	242.33	243.35	2000
2100	246.56	247.58	248.60	249.62	250.64	251.66	252.68	253.70	254.72	255.74	2100
2200	258.95	259.97	260.99	262.01	263.03	264.05	265.07	266.09	267.11	268.13	2200
2300	271.34	272.36	273.38	274.40	275.42	276.44	277.46	278.48	279.50	280.52	2300
2400	283.73	284.75	285.77	286.79	287.81	288.83	289.85	290.87	291.89	292.91	2400
2500	296.12	297.14	298.16	299.18	300.20	301.22	302.24	303.26	304.28	305.30	2500
2600	308.51	309.53	310.55	311.57	312.59	313.61	314.63	315.65	316.67	317.69	2600
2700	320.90	321.92	322.94	323.96	324.98	326.00	327.02	328.04	329.06	330.08	2700
2800	333.29	334.31	335.33	336.35	337.37	338.39	339.41	340.43	341.45	342.47	2800
2900	345.68	346.70	347.72	348.74	349.76	350.78	351.80	352.82	353.84	354.86	2900
3000	358.07	359.09	360.11	361.13	362.15	363.17	364.19	365.21	366.23	367.25	3000
3100	370.46	371.48	372.50	373.52	374.54	375.56	376.58	377.60	378.62	379.64	3100
3200	382.85	383.87	384.89	385.91	386.93	387.95	388.97	389.99	391.01	392.03	3200
3300	395.24	396.26	397.28	398.30	399.32	400.34	401.36	402.38	403.40	404.42	3300
3400	407.63	408.65	409.67	410.69	411.71	412.73	413.75	414.77	415.79	416.81	3400
3500	420.02	421.04	422.06	423.08	424.10	425.12	426.14	427.16	428.18	429.20	3500
3600	432.41	433.43	434.45	435.47	436.49	437.51	438.53	439.55	440.57	441.59	3600
3700	444.80	445.82	446.84	447.86	448.88	449.90	450.92	451.94	452.96	453.98	3700
3800	457.19	458.21	459.23	460.25	461.27	462.29	463.31	464.33	465.35	466.37	3800
3900	469.58	470.60	471.62	472.64	473.66	474.68	475.70	476.72	477.74	478.76	3900
4000	481.97	482.99	484.01	485.03	486.05	487.07	488.09	489.11	490.13	491.15	4000
4100	494.36	495.38	496.40	497.42	498.44	499.46	500.48	501.50	502.52	503.54	4100
4200	506.75	507.77	508.79	509.81	510.83	511.85					

法馬力(PS)——仟瓦(kW)換算表
換算率: 1 PS=0.7355kW

Table with columns P.S., 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100. Rows correspond to kW values from 0 to 1000.

法馬力(PS)——仟瓦(kW)換算表(JIS Z 8435)
換算率: 1 PS=0.7355kW

Table with columns P.S., 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100. Rows correspond to kW values from 0 to 1000.

XIV

數學公式

1. 代數

1. 恒等式

- (1) $a^2 - b^2 = (a+b)(a-b)$
- (2) $a^3 - b^3 = (a-b)(a^2 + ab + b^2)$
- (3) $a^3 + b^3 = (a+b)(a^2 - ab + b^2)$
- (4) $a^n - b^n = (a-b)(a^{n-1} + a^{n-2}b + ab^{n-2} + b^{n-1})$

2. 代數方程式

(1) 一次方程式

$$ax + b = 0 \quad (a \neq 0); \quad x = -\frac{b}{a}$$

(2) 二次方程式

$ax^2 + bx + c = 0 \quad (a \neq 0)$ 的二次方程式之根為

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

此根若

$b^2 - 4ac > 0$ 時，則是相異的實根

$b^2 - 4ac = 0$ 時，則是重根

$b^2 - 4ac < 0$ 時，則是相異的虛根

(3) 三次方程式

$$ax^3 + bx^2 + cx + d = 0$$

$$(a \neq 0); \quad z = x + \frac{b}{3a}$$

變換成 $Z^3 + 3pZ + q = 0$

$$\text{則 } p = \frac{ac - b^2}{9a^2}, \quad q = \frac{2b^3 - 9abc + 27a^2d}{27a^3}$$

$$Z_1 = \sqrt[3]{\alpha} + \sqrt[3]{\beta}, \quad Z_2 = w\sqrt[3]{\alpha} + w^2\sqrt[3]{\beta}$$

$$Z_3 = w^2\sqrt[3]{\alpha} + w\sqrt[3]{\beta}$$

$$\text{唯 } w = \frac{1 + \sqrt{3}i}{2} \quad \left\{ \begin{array}{l} \alpha \\ \beta \end{array} \right\} = \frac{-q \pm \sqrt{q^2 - 4p^3}}{2}$$

3. 二項定理

$$(a+b)^n = a^n + na^{n-1}b + \frac{n(n-1)}{1 \times 2} a^{n-2}b^2$$

$$+ \frac{n(n-1)(n-2)}{1 \times 2 \times 3} a^{n-3}b^3 + \dots$$

$$(a-b)^n = a^n - na^{n-1}b + \frac{n(n-1)}{1 \times 2} a^{n-2}b^2$$

$$- \frac{n(n-1)(n-2)}{1 \times 2 \times 3} a^{n-3}b^3 + \dots$$

n 是正整數時，右邊的級數是有限的

，以 b^n 終結

若 n 是分數或負數時，則成為無限級

數。

4. 指數法則

$$(1) \quad (a^m)^n = a^{mn} \quad (2) \quad (ab)^n = a^n b^n$$

$$(3) \quad \frac{a}{b}^{-n} = \frac{a^n}{b^n} \quad (4) \quad a^0 = 1$$

$$(5) \quad a^{-n} = \frac{1}{a^n}$$

5. 冪乘根

某一數或某一式 a 之 n 次方值為 b ，

即 $a^n = b$ 時

$$a = \sqrt[n]{b}$$

$$(1) \quad \sqrt{ab} = \sqrt{a}\sqrt{b} \quad (2) \quad \sqrt[n]{\frac{b}{a}} = \frac{\sqrt[n]{b}}{\sqrt[n]{a}}$$

$$(3) \quad \sqrt[n]{a^m} = a^{\frac{m}{n}} \quad (4) \quad a^n \sqrt{b} = \sqrt[n]{a^n b}$$

$$(5) \quad \sqrt[m]{\sqrt[n]{a}} = \sqrt[mn]{a}$$

$$(6) \quad \sqrt[n]{a^m} = \sqrt[np]{a^{mp}} = \sqrt[p]{\sqrt[n]{a^{\frac{m}{p}}}}$$

6. 對數

一般若 a 為不等於 1 的正數

當 $a^x = N$ 時 (1)

則 x 為以 a 為底數的 N 之對數

可以 $x = \log_a N$ 表示之。 (2)

(1)與(2)所示的 a, N, x 間的關係完全相同。以 10 為底的對數稱為常用對數，以 $e=2.71828$ 為底的對數稱為自然對數。常用對數之 $\log_{10} x$ 可簡寫成 $\log x$ 。

(1) $\log ab = \log a + \log b$

(2) $\log \frac{a}{b} = \log a - \log b$

(3) $\log NP = P \log N$

(4) $\log \sqrt[p]{N} = \frac{1}{p} \log N$

7. 數列之和

(1) 初項 a , 公差 $= \delta$, 末項 $= \{a + (n-1)\delta\}$

項數 $= n$ 之等差數列之和 S 為

$$S = a + (a + \delta) + (a + 2\delta) + \dots + \{a + (n-1)\delta\}$$

$$= \frac{n}{2} \{2a + (n-1)\delta\}$$

(2) 初項 $= a$, 公比 $= r$, 末項 $= ar^{n-1}$, 項數 $= n$

之等比數列之和 S 為

$$S = a + ar + ar^2 + \dots + ar^{n-1}$$

$$= \frac{a(r^n - 1)}{r - 1}$$

$n = \infty$, r 為正或負的分數時。

$$S = \frac{a}{1 - r}$$

2. 三角函數

1. 三角函數之定義

直角三角形 ABC 中，設 $\angle ABC = \theta$

$$\sin \theta = \frac{AC}{AB} \quad \cos \theta = \frac{BC}{AB}$$

$$\tan \theta = \frac{AC}{BC}$$

$$\cot \theta = \frac{BC}{AC}$$

$$\sec \theta = \frac{AB}{BC}$$

$$\operatorname{cosec} \theta = \frac{AB}{AC}$$

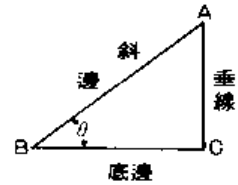


圖 XIV-1 三角函數之定義

2. 三角函數之相互關係

(1) $\sin^2 \theta + \cos^2 \theta = 1$ (2) $\frac{\sin \theta}{\cos \theta} = \tan \theta$

(3) $\frac{\cos \theta}{\sin \theta} = \cot \theta$ (4) $\tan \theta \cdot \cot \theta = 1$

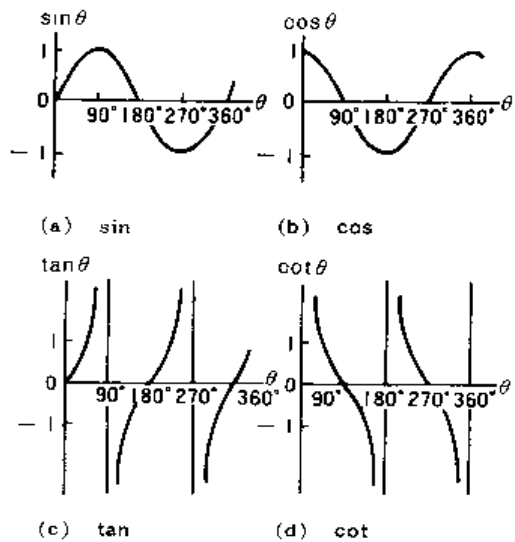


圖 XIV-2 三角函數之曲線

圖 XIV-2 所示是各函數數值之變化曲線

3. 負的三角函數

(1) $\sin(-\theta) = -\sin \theta$ $\cos(-\theta) = \cos \theta$

(3) $\tan(-\theta) = -\tan \theta$ (4) $\cot \theta(-\theta) = -\cot \theta$

4. 餘角與補角之三角函數

- (1) $\sin(90^\circ + \theta) = \cos \theta$
- (2) $\cos(90^\circ + \theta) = -\sin \theta$
- (3) $\tan(90^\circ + \theta) = \cot \theta$
- (4) $\sin(180^\circ + \theta) = -\sin \theta$
- (5) $\cos(180^\circ + \theta) = -\cos \theta$
- (6) $\tan(180^\circ + \theta) = \tan \theta$
- (7) $\sin(90^\circ - \theta) = \cos \theta$
- (8) $\cos(90^\circ - \theta) = \sin \theta$
- (9) $\tan(90^\circ - \theta) = \cot \theta$
- (10) $\sin(180^\circ - \theta) = \sin \theta$
- (11) $\cos(180^\circ - \theta) = -\cos \theta$
- (12) $\tan(180^\circ - \theta) = -\tan \theta$

5. 和與差之三角函數

- (1) $\sin(\alpha + \beta) = \sin \alpha \cos \beta + \cos \alpha \sin \beta$
- (2) $\sin(\alpha - \beta) = \sin \alpha \cos \beta - \cos \alpha \sin \beta$
- (3) $\cos(\alpha + \beta) = \cos \alpha \cos \beta - \sin \alpha \sin \beta$
- (4) $\cos(\alpha - \beta) = \cos \alpha \cos \beta + \sin \alpha \sin \beta$
- (5) $\tan(\alpha + \beta) = \frac{\tan \alpha + \tan \beta}{1 - \tan \alpha \tan \beta}$
- (6) $\tan(\alpha - \beta) = \frac{\tan \alpha - \tan \beta}{1 + \tan \alpha \tan \beta}$
- (7) $\cot(\alpha + \beta) = \frac{\cot \alpha \cot \beta - 1}{\cot \beta + \cot \alpha}$
- (8) $\cot(\alpha - \beta) = \frac{\cot \alpha \cot \beta + 1}{\cot \beta - \cot \alpha}$

6. 二倍角之三角函數

- (1) $\sin 2\alpha = 2 \sin \alpha \cos \alpha$
- (2) $\cos 2\alpha = \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha$
- (3) $\tan 2\alpha = \frac{2 \tan \alpha}{1 - \tan^2 \alpha}$
- (4) $\cot 2\alpha = \frac{\cot^2 \alpha - 1}{2 \cot \alpha}$

7. 三倍角之三角函數

- (1) $\sin 3\alpha = 3 \sin \alpha - 4 \sin^3 \alpha$
- (2) $\cos 3\alpha = 4 \cos^3 \alpha - 3 \cos \alpha$
- (3) $\tan 3\alpha = \frac{3 \tan \alpha - \tan^3 \alpha}{1 - 3 \tan^2 \alpha}$
- (4) $\cot 3\alpha = \frac{\cot^3 \alpha - 3 \cot \alpha}{3 \cot \alpha - \cot^3 \alpha}$

8. 半角之三角函數

- (1) $\sin \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{2}}$
- (2) $\cos \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha}{2}}$
- (3) $\tan \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{1 + \cos \alpha}}$
- (4) $\cot \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha}{1 - \cos \alpha}}$

9. 三角函數之和與差

- (1) $\sin x + \sin y = 2 \sin \frac{x+y}{2} \cos \frac{x-y}{2}$
- (2) $\sin x - \sin y = 2 \cos \frac{x+y}{2} \sin \frac{x-y}{2}$
- (3) $\cos x + \cos y = 2 \cos \frac{x+y}{2} \cos \frac{x-y}{2}$
- (4) $\cos x - \cos y = -2 \sin \frac{x+y}{2} \sin \frac{x-y}{2}$

10. 三角形之性質

圖 1-3 之三角形 ABC 中

BC = a, AC = b 設

AB = c, $\angle BAC = \alpha$

$\angle ABC = \beta$

$\angle ACB = \gamma$

$a + b + c = 2s$

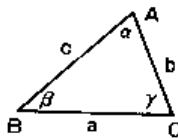


圖 1-3

(斷正弦比例)

- (1) $\alpha + \beta + \gamma = 180^\circ$
- (2) $\frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin \beta} = \frac{c}{\sin \gamma}$
- (3) $a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \alpha$
 $b^2 = c^2 + a^2 - 2ca \cos \beta$
 $c^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cos \gamma$
- (4) (a) $\sin \frac{1}{2} \alpha = \frac{\sqrt{(s-b)(s-c)}}{bc}$
 (b) $\cos \frac{1}{2} \alpha = \frac{\sqrt{s(s-a)}}{bc}$
 (c) $\tan \frac{1}{2} \alpha = \frac{\sqrt{(s-b)(s-c)}}{s(s-a)}$
 (d) $\sin \frac{1}{2} \beta = \frac{\sqrt{(s-c)(s-a)}}{ca}$
 (e) $\cos \frac{1}{2} \beta = \frac{\sqrt{s(s-b)}}{ca}$
 (f) $\tan \frac{1}{2} \beta = \frac{\sqrt{(s-c)(s-a)}}{s(s-b)}$
 (g) $\sin \frac{1}{2} \gamma = \frac{\sqrt{(s-a)(s-b)}}{ab}$
 (h) $\cos \frac{1}{2} \gamma = \frac{\sqrt{s(s-c)}}{ab}$
 (i) $\tan \frac{1}{2} \gamma = \frac{\sqrt{(s-a)(s-b)}}{s(s-c)}$
- (5) $\triangle ABC$ 之面積 = $\frac{1}{2} bc \sin \alpha = \frac{1}{2} ca \sin \beta$
 $= \frac{1}{2} ab \sin \gamma$
 $= \sqrt{s(s-a)(s-b)(s-c)}$

3. 平面曲線

1. 座標

(1) 直交座標 決定平面上一點P之位置時，如圖 XIV-4 所示，取任意點O 通過此點作兩條直交線 OX, OY, 由P點各引垂線 PA, PB 則P點位置可以PA, PB 長度X, Y 來定義之。

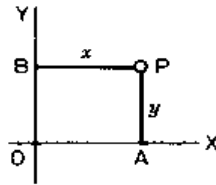


圖 XIV-4 直交座標

這時O點稱為原點，直交的二直線稱為直交座標軸，OX 謂橫軸，OY 謂縱軸。

又(x, y)謂P之座標，另直交座標軸可將平面切割成4部分如 XIV-5 所示，由右上角開始反時鐘方向旋轉，稱第1, 第2, 第3, 第4 象限，座標x, y之正負則如表 XIV-1 所示。

表 XIV-1

象限 座標	I	II	III	IV
x	+	-	-	+
y	+	+	-	-

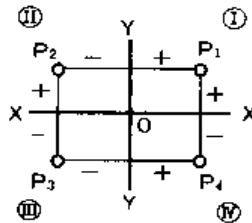


圖 XIV-5 象限之決定法

(2) 極座標 決定平面上一點P的位置的方法除直交座標外尚有極座標法。如圖 XIV-6 所示，取任意點O 通過O點作一無限長之直線OX連結OP，令OP = ρ, ∠POX = θ 來決定。此時的ρ 謂動徑，θ 謂偏角，(ρ, θ) 謂P點之極座標。

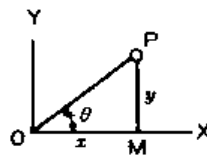


圖 XIV-6 極座標

(3) 直交座標與極座標之關係設P點之直交座標為(x, y)，極座標為(ρ, θ)時。

$$x = \rho \cos \theta, y = \rho \sin \theta, \rho^2 = x^2 + y^2$$

$$\tan \theta = \frac{y}{x}$$

2. 直線之方程式

(1) 直線與x軸成α角相交，在y軸上截距離長為K。

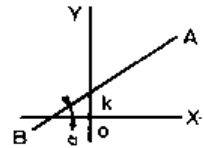


圖 XIV-7

如(圖 XIV-7) 設 $\tan \alpha = m$

則直線之方程式為 $y = mx + k$ 。

上式之m 謂角係數。

(2) 直線之一般方程式為

$$ax + by + c = 0$$

$$b \neq 0 \text{ 時, } m = -\frac{a}{b}, k = -\frac{c}{b}$$

(3) 通過原點之直線為 $y = mx$

(4) x, y 兩軸之截距分別為a, b之直線時其方程式為 $\frac{x}{a} + \frac{y}{b} = 1$

3. 圓之方程式

(1) 以(a, b)為中心所作半徑r之圓之方程式(如圖 XIV-8)

$$(x - a)^2 + (y - b)^2 = r^2$$

(2) 以原點為中心所作半徑r之圓之方程式為

$$x^2 + y^2 = r^2$$

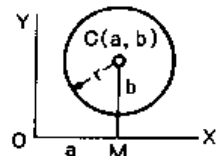


圖 XIV-8

(3) 圓之一般方程式為

$$ax^2 + ay^2 + 2gx + 2fy + c = 0$$

上式之 中心 = $(-\frac{g}{a}, -\frac{f}{a})$

$$\text{半徑} = \frac{\sqrt{g^2 + f^2 - ac}}{a}$$

4. 橢圓

(1) 橢圓之方程式如下。

在圖 XIV-9 中。

設 $OA = a, OB = b$

$OB_1 = b, OA_1 = a$

則橢圓之方程式為

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

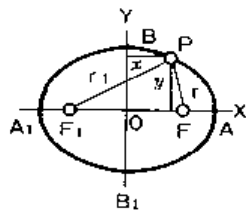


圖 XIV-9

在此稱 AA_1 為長徑, BB_1 為短徑。

(2) 圖 XIV-9 中

當 $OF = \sqrt{a^2 - b^2}, OF_1 = -\sqrt{a^2 - b^2}$ 時

則 F, F_1 為橢圓之焦點

(3) 設 P 為橢圓上之任意點

則 $PF + PF_1 = 2a$

5. 雙曲線

(1) 雙曲線之

方程式如次。

圖 XIV-10 中

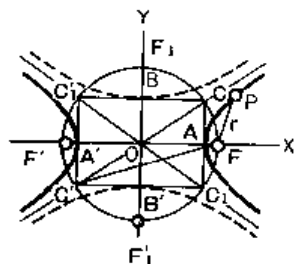


圖 XIV-10

則 $\frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (a > b)$ (1)

又若將(1)式之 a, b 置換

則 $\frac{x^2}{b^2} - \frac{y^2}{a^2} = 1$ (2)

(1)與(2)稱為共軛雙曲線。

(2) 圖 XIV-10 中

當 $OF = \sqrt{a^2 + b^2}, OF' = -\sqrt{a^2 + b^2}$ 時

則 F, F' 為雙曲線之焦點。

(3) 設 P 為雙曲線上之任意點時

則 $PF - PF' = 2a$

(4) 漸近線如次所示。圖 XIV-10 中由 $A, A',$

B, B' 各作 x, y 軸之垂線得交點 CC', C_1, C_1' 將其

連結起來之直線謂漸近線。

(5) 兩條漸近線互相

直交之雙曲線謂直角

雙曲線。

(圖 XIV-11)。

直角雙曲線上之任

意點向漸近線各作

垂線 $PM \cdot PN$ 時

$$PM \cdot PN = \frac{a^2}{2} = \text{定}$$

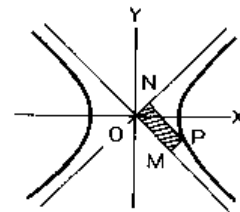


圖 XIV-11

6. 拋物線

(1) 拋物線之方程式為

$$y^2 = 2px$$

(2) 焦點與準線如次所示。

在圖 XIV-12 之 x 軸上。

$$OF = \frac{p}{2} \text{ 之點 } F$$

謂焦點。

$$\text{通過 } OI = -\frac{p}{2} \text{ 之點}$$

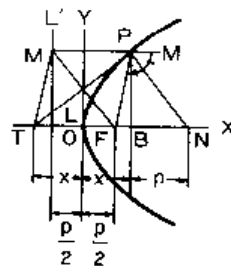


圖 XIV-12

L 與 Y 軸平行之直線 LL' 謂準線。取拋物線上

之任意點 P 由 P 點向準線上作垂線 PM 則

$$PM = PF$$

7. 擺線

(1) 擺線之定義 圓在直線上滾動時, 圓周上

之一定點所描繪的軌跡謂擺線。

(2) 擺線

方程式與面積

(在圖 XIV-13

13) 中, 設

$r =$ 滾動圓

之半徑, $\angle PCB = \varphi$

則擺線之方程式為

$$x = r(\varphi - \sin \varphi)$$

$$y = r(1 - \cos \varphi)$$

面積 $A = 3\pi r^2$

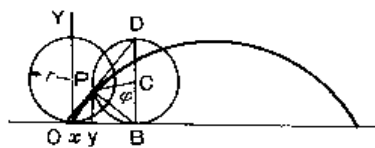


圖 XIV-13

4. 微分

1. 一般公式

設 u, v, w, \dots 為 x 之函數, a 為常數。

$$(1) \frac{d}{dx}(a+v) = \frac{dv}{dx}$$

$$(2) \frac{d}{dx}(au) = a \frac{du}{dx}$$

$$(3) \frac{d}{dx}(u+v) = \frac{du}{dx} + \frac{dv}{dx}$$

$$(4) \frac{d}{dx}(uv) = \frac{du}{dx}v + u \frac{du}{dx}$$

$$(5) \frac{d}{dx} \left(\frac{u}{v} \right) = \frac{(vdx/dx) - (udv/dx)}{v^2}$$

$$(6) \frac{d}{dx} u^v = u^v \left(\log u \frac{dv}{dx} + \frac{v}{u} \cdot \frac{du}{dx} \right)$$

$$(7) \frac{d}{dx}(u \cdot v \cdot w \dots) = (u \cdot v \cdot w \dots) \times \left(\frac{1}{u} \frac{du}{dx} + \frac{1}{v} \frac{dv}{dx} + \frac{1}{w} \frac{dw}{dx} + \dots \right)$$

$$(8) \frac{d^n(uv)}{dx^n} = \frac{d^n u}{dx^n} \cdot v + \binom{n}{1} \cdot \frac{d^{n-1} u}{dx^{n-1}} \cdot \frac{dv}{dx} + \binom{n}{2} \cdot \frac{d^{n-2} u}{dx^{n-2}} \cdot \frac{d^2 v}{dx^2} + \dots + u \cdot \frac{d^n v}{dx^n}$$

$y=f(z), z=g(x)$ 則

$$\frac{dy}{dx} = \frac{dy}{dz} \cdot \frac{dz}{dx} = f'(z) g'(x)$$

$y=f(x), x=\phi(y)$ 則

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{dx/dy}, f'(x) = \frac{1}{\phi'(y)}$$

$x=\phi(t), y=\psi(t)$ 則

$$\frac{dy}{dx} = \frac{dy/dt}{dx/dt} = \frac{\psi'(t)}{\phi'(t)}$$

2. 基礎微分公式

設 m, a 為常數。

$$d(x^m) = mx^{m-1} dx, d\sqrt{x} = 1/2\sqrt{x} dx$$

$$d(1/x) = -1/x^2 dx, de^x = e^x dx$$

$$da^x = (\log a)a^x dx, d\log x = 1/x dx$$

$$d\log_{10} x = (\log_{10} e)1/x dx, d\sin x = \cos x dx$$

$$d\operatorname{cosec} x = -\operatorname{cosec} x \cot x dx$$

$$d\cos x = -\sin x dx, d\sec x = \sec x \tan x dx$$

$$d\tan x = \sec^2 x dx, d\cot x = -\operatorname{cosec}^2 x dx$$

$$d\sin^{-1} x = 1/\sqrt{1-x^2} dx, d\operatorname{cosec}^{-1} x = -1/x\sqrt{x^2-1} dx$$

$$d\cos^{-1} x = -1/\sqrt{1-x^2} dx, d\sec^{-1} x = 1/x\sqrt{x^2-1} dx$$

$$d\tan^{-1} x = 1/1+x^2 dx, d\cot^{-1} x = -1/1+x^2 dx$$

$$d\log \sin x = \cot x dx, d\log \cos x = -\tan x dx$$

$$d\log \tan x = 2/\sin x dx, d\log \cot x = -2/\sin x dx$$

$$d\operatorname{cosech} x = -\operatorname{cosech} x \coth x dx$$

$$d\cosh x = \sinh x dx$$

$$d\operatorname{sech} x = \operatorname{sech} x \tanh x dx$$

$$d\tanh x = \operatorname{sech}^2 x dx, d\coth x = -\operatorname{cosech}^2 x dx$$

$$d\sinh^{-1} x = 1/\sqrt{x^2+1} dx$$

$$d\operatorname{cosech}^{-1} x = -1x\sqrt{x^2+1} dx$$

$$d\cosh^{-1} x = 1/\sqrt{x^2-1} dx$$

$$d\operatorname{sech}^{-1} x = -1/x\sqrt{1-x^2} dx$$

$$d\tanh^{-1} x = 1/1-x^2 dx, d\coth^{-1} x = 1/1-x^2 dx$$

3. 函數之展開

(1) 泰勒一展開

$$f(x) = f(a) + \frac{f'(a)}{1!} \cdot (x-a) + \frac{f''(a)}{2!} \cdot (x-a)^2 + \dots + \frac{f^{(n-1)}(a)}{(n-1)!} \cdot (x-a)^{n-1} + R_n$$

$$R_n = \frac{f^{(n)}(a + \theta(x-a))}{n!} \cdot (x-a)^n$$

$$0 < \theta < 1$$

(2) 馬克勞林展開

$$f(x) = f(0) + \frac{f'(0)}{1!} \cdot x + \frac{f''(0)}{2!} \cdot x^2 + \dots + \frac{f^{(n-1)}(0)}{(n-1)!} \cdot x^{n-1} + \frac{f^{(n)}(\theta x)}{n!} \cdot x^n$$

$$0 < \theta < 1$$

5. 積分

1. 一般公式 (不定積分)

設 u, v 為 x 之函數, a 為常數。

- (1) $\int a u dx = a \int u dx$
- (2) $\int (u+v) dx = \int u dx + \int v dx$
- (3) $\int u \frac{dv}{dx} dx = uv - \int u \frac{du}{dx} dx$
(部分積分法)
- (4) $\int f(x) dx = \int f[\psi(y)] \frac{d\psi}{dy} dy, x = \psi(y)$
(變數置換法)

2. 基礎積分公式 (不定積分)

- (1) $\int x^m dx = \frac{x^{m+1}}{m+1} (m \neq -1)$
- (2) $\int \frac{dx}{x} = \log x$
- (3) $\int e^x dx = e^x$
- (4) $\int a^x dx = \frac{a^x}{\log a}$
- (5) $\int \sin x dx = -\cos x$
- (6) $\int \cos x dx = \sin x$
- (7) $\int \frac{dx}{\sin^2 x} = -\cot x$
- (8) $\int \frac{dx}{\cos^2 x} = \tan x$
- (9) $\int \frac{dx}{\sqrt{1-x^2}} = \sin^{-1} x$ 或 $-\cos^{-1} x$

(10) $\int \frac{dx}{1+x^2} = \tan^{-1} x$ 或 $\cot^{-1} x$

3. 一般公式 (定積分)

設 $f(x)$ 之不定積分為 $F(x)$ 。

- (1) $\int_a^b f(x) dx = F(b) - F(a)$
- (2) $\int_a^b f(x) dx = -\int_b^a f(x) dx$
- (3) $\int_a^c f(x) dx = \int_a^b f(x) dx + \int_b^c f(x) dx$
- (4) $\frac{d}{da} \int_a^b f(x) dx = -f(a)$
- (5) $\frac{d}{db} \int_a^b f(x) dx = f(b)$
- (6) $\frac{d}{d\lambda} \int_a^b f(x, \lambda) dx = \int_a^b \frac{\partial f(x, \lambda)}{\partial \lambda} dx + f(b, \lambda) \frac{db}{d\lambda} - f(a, \lambda) \frac{da}{d\lambda}$

2. 基礎積分公式 (定積分)

- (1) $\int_0^\infty e^{-ax} dx = \frac{1}{a}$
- (2) $\int_0^\infty e^{-ax} x^n dx = \frac{n!}{a^{n+1}}$
- (3) $\int_0^\infty e^{-x^2} dx = \sqrt{\pi}/2$
- (4) $\int_0^\infty e^{-ax} \cos bx dx = a/a^2 + b^2$
- (5) $\int_0^\infty e^{-ax} \sin bx dx = b/a^2 + b^2$
- (6) $\int_0^\infty \frac{\sin ax}{x} dx = \pi/2 (a > 0), = -\pi/2 (a < 0)$
- (7) $\int_0^\infty \frac{\cos ax}{x} dx = \infty$
- (8) $\int_0^\infty \frac{\tan x}{x} dx = \pi/2$
- (9) $\int_0^\infty \frac{\sin ax \cos bx}{x} dx = \pi/2 (a > b), = 0 (a < b)$
- (10) $\int_0^\infty \frac{dx}{a+bx^2} = \pi/2 \sqrt{ab} \quad (b > 0)$
- (11) $\int_0^\infty \frac{dx}{a^2+x^2} = \pi/2a$
- (12) $\int_0^\infty \frac{\log x}{x-1} dx = \pi^2/6$