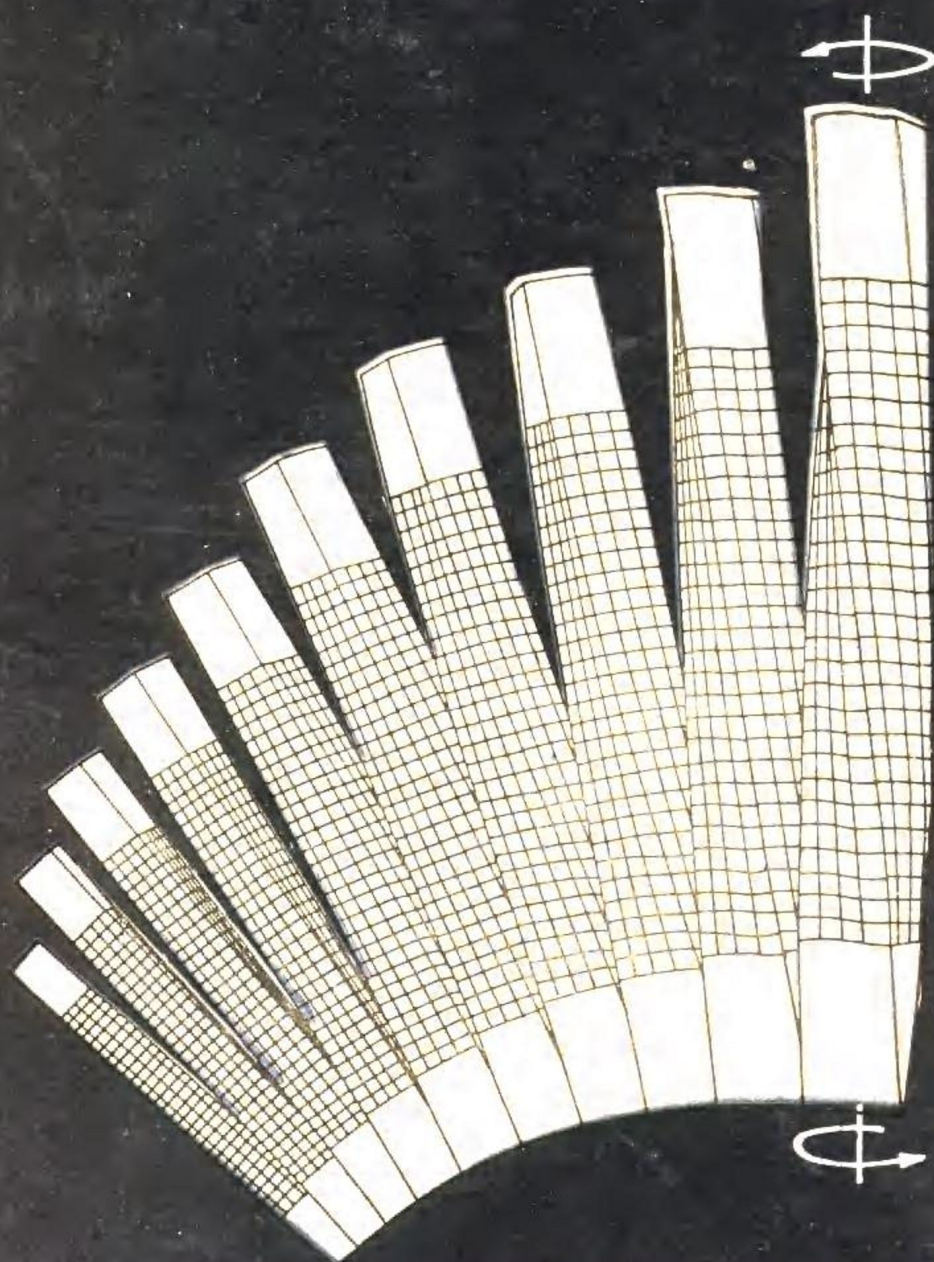


材料力學(下)

林正輝・陳維方 編譯



全華科技圖書股份有限公司 印行

世界图书出版公司重印

我們的宗旨：

**推展科技新知
帶動工業升級**

**為學校教科書
推陳出新**

感謝您選購全華圖書
希望本書能滿足您求知的慾望

「圖書之可貴，在其量也在其質」，量指圖書內容充實，質指資料新穎夠水準，我們本着這個原則，竭心盡力地為國家科學中文化努力，貢獻給您這一本全是精華的“全華圖書”

為保護您的眼睛，本公司特別
採用不反光的米色印書紙！！

目 錄

6

應力與應變之轉換

1

6.1	概 述	1
6.2	平面應力的轉換	2
6.3	主應力；最大剪應力	4
6.4	平面應力的莫爾圓	13
6.5	一般應力狀態	25
6.6	莫爾圓對三維應力分析的應用	27
*6.7	韌性材料平面應力的降伏法則	30
*6.8	脆性材料於平面應力下的斷裂法則	32
6.9	薄壁壓力容器中的應力	39
*6.10	平面應變的轉換	46
*6.11	平面應變的莫爾圓	50
*6.12	應變的三維分析	53
*6.13	應變量度；菊形應變計	56

7

梁與軸的強度設計

64

7.1	概 述	64
7.2	剪力及彎矩圖	66
7.3	負荷，剪力與彎矩間的關係	75
7.4	梁的主應力	84
*7.5	稜形柱梁的設計	87

*7.6	固定強度梁	98
*7.7	傳動軸的設計	100
*7.8	負荷下的應力	101

8

以積分法求梁的撓度	114
-----------	-----

8.1	概 述	114
8.2	彈性曲線方程式	115
8.3	靜不定梁	121
8.4	奇異方程式	129
8.5	由分佈負荷直接解彈性曲線	135
8.6	重疊法	148
8.7	重疊法於靜不定梁的應用	150

9

以矩力——面積法求梁的撓度	160
---------------	-----

9.1	概 述	160
*9.2	力矩——面積定理	160
*9.3	在懸臂梁及具有對稱荷重梁的應用	163
*9.4	由組合方式求彎矩圖	165
*9.5	非對稱負荷梁	174
*9.6	最大撓度	176
*9.7	靜不定梁	183

10

能量法	195
-----	-----

10.1	概述；應變能	195
10.2	應變能密度	196
10.3	正應力的彈性應變能	198
10.4	剪應力的彈性應變能	202
*10.5	一般應力狀態的應變能	205
10.6	衝擊負荷	217
10.7	衝擊負荷的設計	220
10.8	單一負荷下的功及能	221
10.9	在單一負荷下利用功能法求撓度	224

11

*10.10	於多個負荷下的功與能	233
*10.11	卡氏定理	236
*10.12	利用卡氏定理求撓度	237
*10.13	靜不定結構	242
柱		254
11.1	概述；結構的穩定性	254
11.2	銷端柱的尤拉公式	256
11.3	柱在其它端點狀況時尤拉公式的擴充應用	260
*11.4	偏心負荷；正割公式	269
11.5	於中心負荷下柱的設計	278
11.6	在偏心負荷下柱的設計	290
附錄 A 面積彈性矩		303
A.1	面積一次矩；面積的形心	303
A.2	複合面積的形心及一次矩的求法	305
A.3	面積的二次矩或慣性矩；迴轉半徑	308
A.4	平行軸定理	311
A.5	複合面積性矩的求法	312
附錄 B 工程上所選用材料的性質		314
附錄 C 軋鋼型鋼的性質（英制）		316
附錄 D 樑的撓度及傾角		328

6

應力與應變之轉換

TRANSFORMATIONS OF STRESS AND STRAIN

6.1 概述 (INTRODUCTION)

在 1.7 節中，一個已知點 Q 的一般應力狀態可由六個分量表示。其中 σ_x , σ_y , σ_z 三個分量，定義為作用在以 Q 為中心之微小立方體的表面上，方向與座標軸相同的正應力（圖 6.1 (a)），其餘三個 τ_{xy} , τ_{yz} ，及 τ_{zx} [†]，為同一微小立方體的剪應力分量。在此我們指出，若座標軸轉動，相同的應力狀態將以另一組不同的分量表示（圖 6.1 (b)）。在本章的第一部份，是說明在坐標軸轉動下，如何去求應力分量的轉換。本章之第二部份，則以相同的分析方法，說明應變分量的轉換。

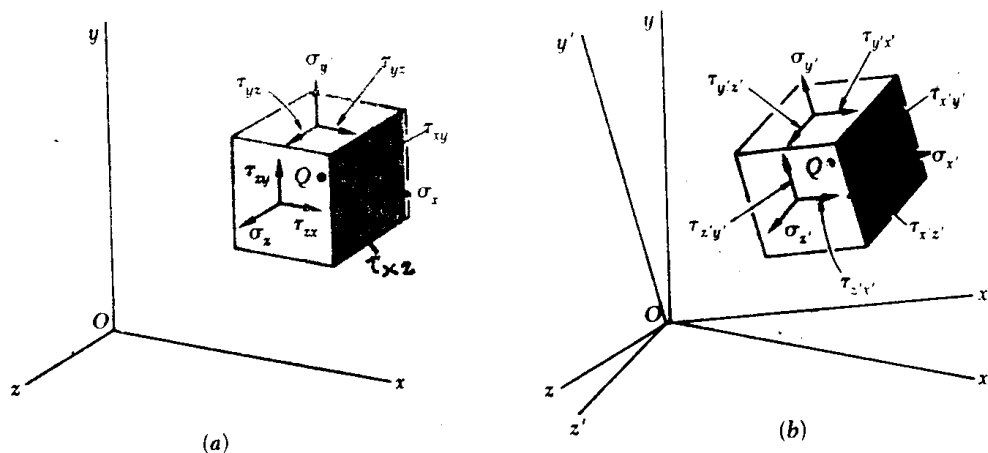


圖 6.1

[†] $\tau_{yz} = \tau_{zy}$, $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$.

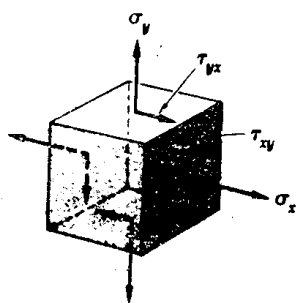


圖 6.2

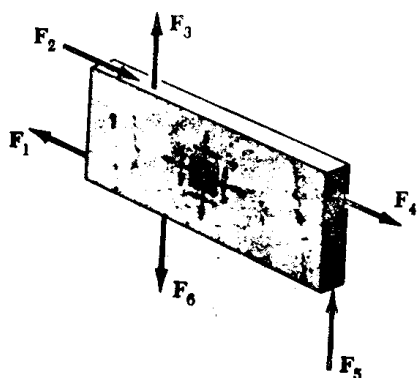


圖 6.3

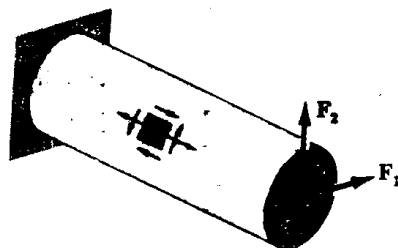


圖 6.4

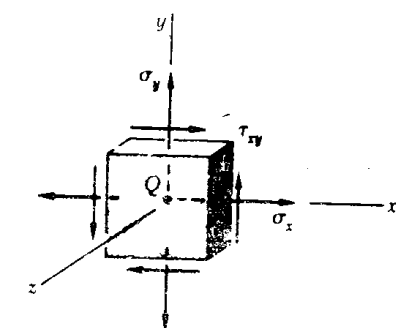
對於應力轉換的討論，主要在處理平面應力 (plane stress)，也就是立方體的其中兩個不受任何應力。如果選定 z 軸垂直於這個不受應力的平面，則 $\sigma_z = \sigma_{xz} = \tau_{zy} = 0$ ，而只有 σ_x ， σ_y 和 τ_{xy} 三個應力分量 (圖 6.2)。這種情況發生在中央面上受力的薄板中 (圖 6.3)。另外，它也發生在結構元件或機器構件的自由面上，亦即在元件或構件表面上任一不受外力作用的點 (圖 6.4)。在 5.10 節中這些點的組合負荷所產生的應力可精確算出，在下列的分析中求得當時另一型式的結果。

6.2 平面應力的轉換

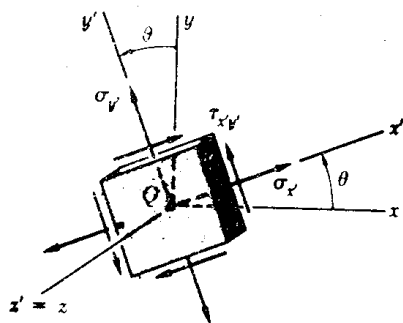
(TRANSFORMATION OF PLANE STRESS)

假設一平面應力狀態存在於 Q 點 ($\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$)，並且它是由圖 6.5(a) 微立方體所示相關之應力分量 σ_x ， σ_y ，及 τ_{xy} 所定義。欲求當此微立方體對 z 軸旋轉 θ 角度後的應力分量 $\sigma_{x'}$ ， $\sigma_{y'}$ 和 $\tau_{x'y'}$ ，並且將這些應力分量以 σ_x ， σ_y ， τ_{xy} 及 θ 表示。

爲了求出作用在 x' 軸垂直平面上之正應力 $\sigma_{x'}$ 及剪應力 $\tau_{x'y'}$ ，我們考慮一稜體元素，其各面分別垂直於 x ， y 及 x' 軸 (圖 6.6(a))。假如傾斜面的面積爲 ΔA ，則由觀察可得，垂直面和水平面的面積分別等於 $\Delta A \cos \theta$ 和 $\Delta A \sin \theta$ 。這個面上的作用力，如圖 6.6(b) 所示。(沒有力作用於元素之三角面上，因爲其對應的正應力和剪應



(a)



(b)

圖 6.5

，均已假設爲零。）沿 x' 及 y' 軸的分量，可得下列平衡式。

$$\Sigma F_{x'} = 0: \quad \sigma_{x'} \Delta A - \sigma_x (\Delta A \cos \theta) \cos \theta - \tau_{xy} (\Delta A \cos \theta) \sin \theta - \sigma_y (\Delta A \sin \theta) \sin \theta - \tau_{xy} (\Delta A \sin \theta) \cos \theta = 0$$

$$\Sigma F_{y'} = 0: \quad \tau_{x'y'} \Delta A + \sigma_x (\Delta A \cos \theta) \sin \theta - \tau_{xy} (\Delta A \cos \theta) \cos \theta - \sigma_y (\Delta A \sin \theta) \cos \theta + \tau_{xy} (\Delta A \sin \theta) \sin \theta = 0$$

由第一式解 $\sigma_{x'}$ 及第二式解 $\tau_{x'y'}$ ，得

$$\sigma_{x'} = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + 2\tau_{xy} \sin \theta \cos \theta \quad (6.1)$$

$$\tau_{x'y'} = -(\sigma_x - \sigma_y) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad (6.2)$$

由三角幾何關係

$$\sin 2\theta = 2 \sin \theta \cos \theta \quad \cos 2\theta = \cos^2 \theta - \sin^2 \theta \quad (6.3)$$

$$\text{及} \quad \cos^2 \theta = \frac{1 + \cos 2\theta}{2} \quad \sin^2 \theta = \frac{1 - \cos 2\theta}{2} \quad (6.4)$$

可將式 (6.1) 改寫爲

$$\sigma_{x'} = \sigma_x \frac{1 + \cos 2\theta}{2} + \sigma_y \frac{1 - \cos 2\theta}{2} + \tau_{xy} \sin 2\theta$$

$$\text{或} \quad \sigma_{x'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (6.5)$$

由關係式 (6.3)，將式 (6.2) 改寫成

$$\tau_{x'y'} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad (6.6)$$

將 y' 軸與 x 軸的夾角 $\theta + 90^\circ$ 代入式 (6.5) 的 θ 可求得正應力 $\sigma_{y'}$ 。由 $\cos(2\theta + 180^\circ) = -\cos 2\theta$ 且 $\sin(2\theta + 180^\circ) = -\sin 2\theta$ ，可得

$$\sigma_{y'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta - \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (6.7)$$

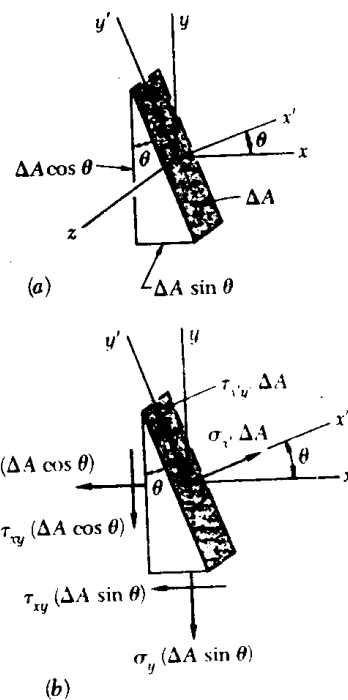


圖 6.6

將式(6.5)和式(6.7)逐項相加，得

$$\sigma_{x'} + \sigma_{y'} = \sigma_x + \sigma_y \quad (6.8)$$

因為 $\sigma_z = \sigma_{z'} = 0$ ，因此我們可證得在平面應力之狀況中，作用在材料立方體元素上之正應力合力與該元素的方位無關。[†]

6.3 主應力，最大剪應力 (PRINCIPAL STRESSES; MAXIMUM SHEARING STRESS)

前節求得的式(6.5)及(6.6)為一個圓的參數方程式。也就是說如果選一組直角坐標，對任一參數值 θ 畫得以 $\sigma_{x'}$ 為橫座標 $\tau_{x'y'}$ 為縱座標畫的點 M ，則所有的這些點將在同一個圓上。為建立此性質，由式(6.5)及(6.6)消去 θ ；此可將式(6.5)中 $(\sigma_x + \sigma_y)/2$ 項，再將式兩邊取平方，然後亦將式(6.6)兩邊取平方，最後將求得的兩方程式左右各項分別相加，可得

$$\left(\sigma_{x'} - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{x'y'}^2 = \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2 \quad (6.9)$$

令

$$\sigma_{ave} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad \text{及} \quad R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (6.10)$$

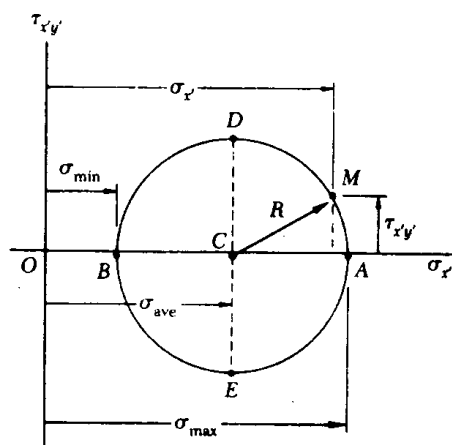


圖 6.7

可將恆等式(6.9)寫成

$$(\sigma_{x'} - \sigma_{ave})^2 + \tau_{x'y'}^2 = R^2 \quad (6.11)$$

上式為一半徑等於 R 的圓式，而圓心 C 點的橫坐標為 σ_{ave} ，縱坐標為零(圖 6.7)。由觀察可知圓對稱於水平軸，若不畫 M 點而畫一橫座標 $\sigma_{x'}$ ，縱座標為 $-\tau_{x'y'}$ 的 N 點(圖 6.8)，則所得結果相同。這性質將在 6.4 節中使用。

圖 6.7 中的圓與水平軸交於 A 和 B 兩點， A 點對應於正應力 σ 的最大值，而 B 點對應於最小值。兩點所對應的

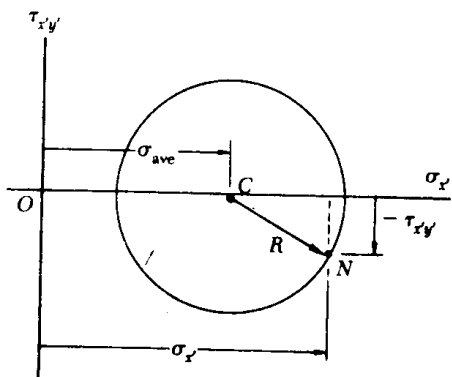


圖 6.8

[†]參考 75 頁的註腳。

剪應力 $\tau_{x'y'}$ 都為零。所以參數 θ 對應於 A 和 B 點的 θ_p 值可由式 (6.6) 中令 $\tau_{x'y'} = 0$ 求得。所以†

$$\tan 2\theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (6.12)$$

這個方程式定義出兩個相差 180° 的 $2\theta_p$ 值，所以兩個 θ_p 相差 90° 。此兩值之一皆可定出相對應元素的方向（圖 6.9）。由此所獲得包含元素的平面稱為 Q 點的主應力面（*principal planes of stress*），而且在這些平面上所對應的 $\sigma_{\max}$ 和 $\sigma_{\min}$ 稱為 Q 點的主應力（*principal stresses*）。因為由式 (6.12) 所定義的兩個 θ_p 值是由式 (6.6) 中令 $\tau_{x'y'} = 0$ 可得。所以很明顯的主平面上沒有剪力。

由圖 6.7 可觀察得

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{ave}} + R \quad \text{及} \quad \sigma_{\min} = \sigma_{\text{ave}} - R \quad (6.13)$$

將式 (6.10) 中 σ_{ave} 及 R 值代入上式得

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (6.14)$$

除非由觀察得知兩個主平面中何者承受 $\sigma_{\max}$ ，何者承受 $\sigma_{\min}$ 的應力，否則必須將 θ_p 的一值代入式 (6.5)，以便求得何者對應於正應力的最大值。

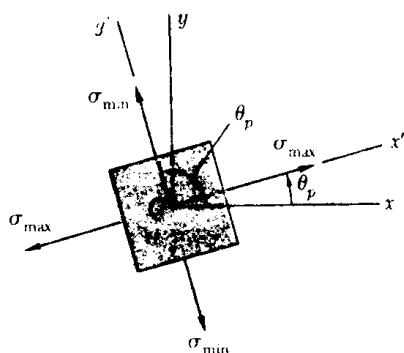


圖 6.9

†此關係式也可將式 (6.5) 中 $d\sigma_{x'}/d\theta = 0$ 而得到

再參考圖 6.7 中的圓， D 和 E 點位於圓的垂直直徑上，對應於剪應力 $\tau_{x'y'}$ 的最大值。因為 D 和 E 點橫座標為 $\sigma_{ave} = (\sigma_x + \sigma_y)/2$ ，所以參數 θ 所對應這些點的 θ_s 可由式 (6.5) 令 $\sigma_{x'} = (\sigma_x + \sigma_y)/2$ 而求得。由此可知在該式後兩項和必為零。所以當 $\theta = \theta_s$ 時可得†

$$\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta_s + \tau_{xy} \sin 2\theta_s = 0$$

或
$$\tan 2\theta_s = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad (6.15)$$

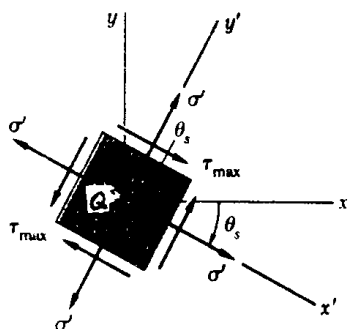


圖 6.10

此式定義出兩個相差 180° 的 $2\theta_s$ 值，所以兩個 θ_s 相差 90° 。二者之一定出對應於最大剪應力元素的方向（圖 6.10）。由圖 6.7 觀察可得最大剪應力的值等於圓的半徑 R ，並由式 (6.10) 的第二式可得

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (6.16)$$

如前所觀察，對應於最大剪應力條件為正應力是

$$\sigma' = \sigma_{ave} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (6.17)$$

比較式 (6.12) 及 (6.15)，得知 $\tan 2\theta_s$ 為 $\tan 2\theta_p$ 的負倒數。此意謂角 $2\theta_s$ 與 $2\theta_p$ 差 90° ，即角 θ_s 與 θ_p 差 45° 。由此可得結論：最大剪應力平面與主平面差 45° 。這肯定了早先 1.7 節軸心負荷的情況（圖 1.36）和 3.4 節扭轉負荷（圖 3.19）所得的結果。

對平面應力轉換的分析僅限於應力平面內（in the plane of stress）的旋轉。如果圖 6.5 的立方元素是繞 z 軸以外的軸旋轉，則各面上所承受的剪應力可能會比式

†此關係式也可將式 (6.6) 中 $\tau_{x'y'}$ 微分，並令 $d\tau_{x'y'}/d\theta = 0$ 而得到。

(6.16) 所定義的應力大。在 6.5 節中將得知，此等情況將發生在式 (6.14) 所定義的主應力為同號，即二者同為張力或同為壓力時。在此狀況，由式 (6.16) 所得到的值是平面上的最大剪應力。

例 6.01

如圖 6.11 所示的平面應力狀況，試求 (a) 主平面，(b) 主應力，(c) 最大剪應力和對應的正應力。

a. 主平面

依習慣的一般符號，可將應力分量寫為

$$\sigma_x = +50 \text{ MPa} \quad \sigma_y = -10 \text{ MPa} \quad \tau_{xy} = +40 \text{ MPa}$$

代入式 (6.12) 可得

$$\begin{aligned} \tan 2\theta_p &= \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} = \frac{2(+40)}{50 - (-10)} = \frac{80}{60} \\ 2\theta_p &= 53.1^\circ \quad \text{和} \quad 180^\circ + 53.1^\circ = 233.1^\circ \\ \theta_p &= 26.6^\circ \quad \text{和} \quad 116.6^\circ \end{aligned}$$

b. 主應力

由式 (6.14) 得

$$\begin{aligned} \sigma_{\max, \min} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = 20 \pm \sqrt{(30)^2 + (40)^2} \\ \sigma_{\max} &= 20 + 50 = 70 \text{ MPa} \quad \sigma_{\min} = 20 - 50 = -30 \text{ MPa} \end{aligned}$$

主平面和主應力如圖 6.12 所示，令式 (6.5) 中 $\theta = 26.6^\circ$ ，可檢驗元素 BC 面上正應力為最大應力

$$\begin{aligned} \sigma_x' &= \frac{50 - 10}{2} + \frac{50 + 10}{2} \cos 53.1^\circ + 40 \sin 53.1^\circ \\ &= 20 + 30 \cos 53.1^\circ + 40 \sin 53.1^\circ = 70 \text{ MPa} = \sigma_{\max} \end{aligned}$$

c. 最大剪應力

由公式 (6.16) 得

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{(30)^2 + (40)^2} = 50 \text{ MPa}$$

因為 $\sigma_{\max}$ 與 $\sigma_{\min}$ 的符號相反，所得的 $\tau_{\max}$ 事實上表示考慮點剪應力的最大值。最大剪應力的平面方向和剪應力的符號，最好是由圖 6.12 的元素沿對角 AC 平面截一斷面而得。因為元素的 AB 和 BC 面在主平面上，所以對

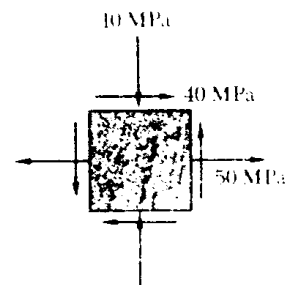


圖 6.11

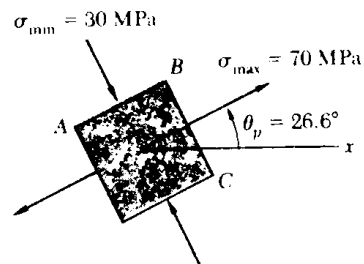


圖 6.12

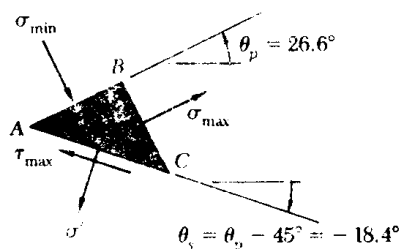


圖 6.13

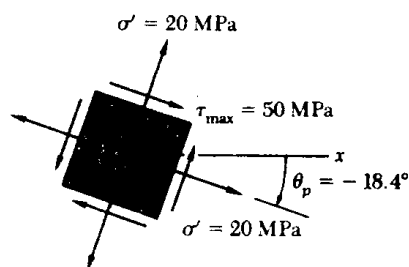


圖 6.14

角 AC 平面必為最大剪應力的平面之一(圖 6.13)。再者，由稜體元素 ABC 的平衡條件，使作用在 AC 面上的剪應力如圖所示。對應於最大剪應力的立方元素繪於圖 6.14。元素的四個面上每一正應力由式 (6.17) 求得：

$$\sigma' = \sigma_{ave} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{50 - 10}{2} = 20 \text{ MPa}$$

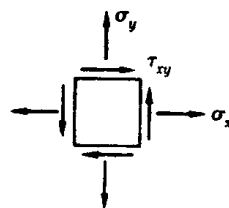
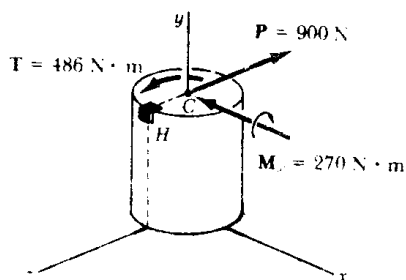
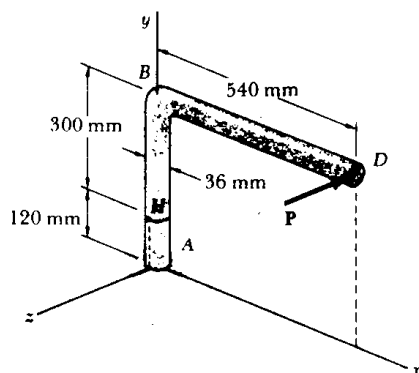
例 6.1

有一單一水平力 P ，大小為 900 N 作用於 ABD 桿的 D 端。已知 AB 段直徑為 36 mm ，試求(a)在 H 處平行於 x 和 y 軸的元素上正應力和剪應力(b) H 點的主平面和主應力。

解 以一含 H 點橫斷面的形心 C 上的等效力一力偶系代替 P 。

$$P = 900 \text{ N} \quad T = (900 \text{ N})(0.540 \text{ m}) = 486 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_x = (900 \text{ N})(0.300 \text{ m}) = 270 \text{ N} \cdot \text{m}$$



a. H 點處的應力 σ_x 、 σ_y 、 τ_{xy}

利用圖 6.2 的符號，並仔細檢查 C 點的力一力偶系圖，可得每一個應力分量的方向和符號。

$$\sigma_x = 0 \quad \sigma_y = + \frac{Mc}{I} = + \frac{(270 \text{ N} \cdot \text{m})(0.018 \text{ m})}{\frac{1}{4} \pi (0.018 \text{ m})^4} \quad \sigma_y = 58.9 \text{ MPa} \quad \blacktriangleleft$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tc}{J} = + \frac{(486 \text{ N} \cdot \text{m})(0.018 \text{ m})}{\frac{1}{4} \pi (0.018 \text{ m})^4} \quad \tau_{xy} = 53.1 \text{ MPa} \quad \blacktriangleleft$$

須注意剪力 P 在點 H 處不產生任何剪應力。

b. 主平面和主應力

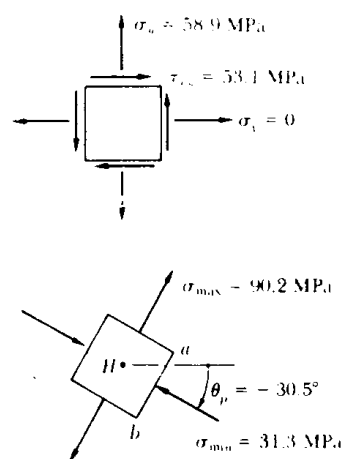
將各應力分量的值代入式 (6.12)，可求出主平面的方向為

$$\begin{aligned} \tan 2\theta_p &= \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} = \frac{2(53.1)}{0 - 58.9} = -1.80 \\ 2\theta_p &= -61.0^\circ \quad \text{和} \quad 180^\circ - 61.0^\circ = +119^\circ \\ \theta_p &= -30.5^\circ \quad \text{and} \quad +59.5^\circ \quad \blacktriangleleft \end{aligned}$$

代入式 (6.14)，可求得主應力的大小

$$\begin{aligned} \sigma_{\max, \min} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \\ &= \frac{0 + 58.9}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0 - 58.9}{2}\right)^2 + (53.1)^2} = +29.45 \pm 60.72 \\ \sigma_{\max} &= +90.2 \text{ MPa} \quad \blacktriangleleft \\ \sigma_{\min} &= -32.3 \text{ MPa} \quad \blacktriangleleft \end{aligned}$$

考慮圖元素的 ab 面，令式 (6.5) 中 $\theta_p = -30.5^\circ$ 而得 $\sigma_x' = -31.3 \text{ MPa}$ 。主應力如圖所示。



習題

6.1 到 6.4 如圖示的應力狀態，試求平行於線 $a-a$ 的平面上所受正應力和剪應力。依圖中陰影元素所示的平衡式的分析法，就如圖 6.2 節所推導的。

6.5 到 6.8 平面應力如圖所示，試求 (a) 主應力面，(b) 主應力。

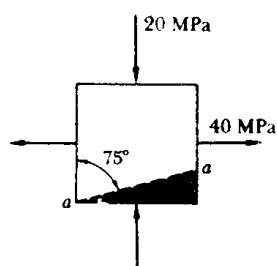


圖 P6.1

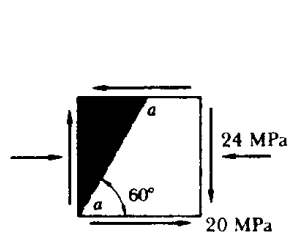


圖 P6.2

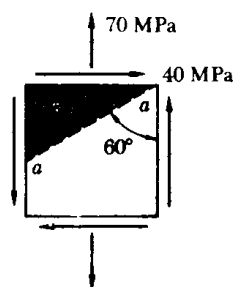


圖 P6.3

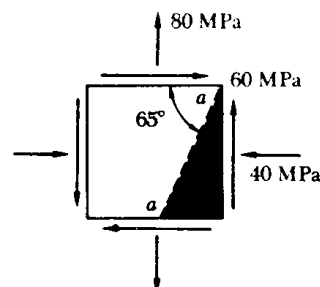


圖 P6.4

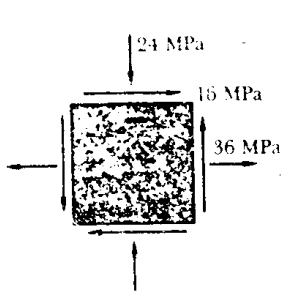


圖 P6.5 及 P6.9

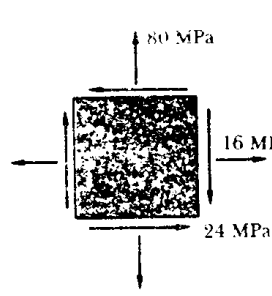


圖 P6.6 及 P6.10

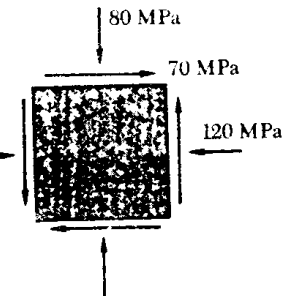


圖 P6.7 及圖 P6.11

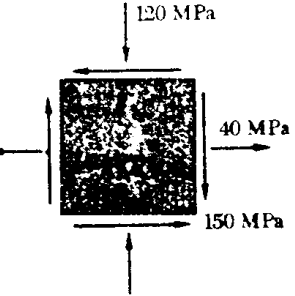


圖 P6.8 及圖 P6.12

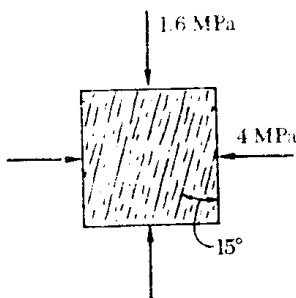


圖 P6.13

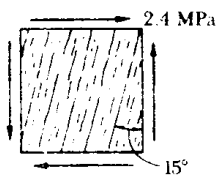


圖 P6.14

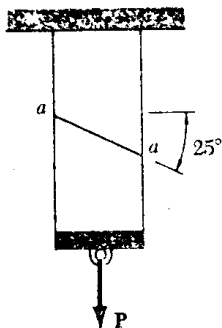


圖 P6.18

6.9 到 6.12 應力面如圖所示，試求(a)最大剪應力 τ 的方向，(b)相對應的正應力。

6.13 到 6.14 木構件的木紋與垂直方向成 15° ，而應力狀態如圖所示，試求(a)平行木紋平面內的剪應力，(b)垂直於木紋的正應力。

6.15 到 6.16 應力狀態如圖所示，試求垂直面逆時針旋轉 20° 所得平面的主應力和剪應力。

6.17 如圖所示，中心力 P 作用在短支柱上。已知在 $a-a$ 平面上應力為 $\sigma = -40 \text{ MPa}$ 及 $\tau = 16 \text{ MPa}$ ，試求 (a) $a-a$ 平面與水平面的夾角 β ，(b)支柱上最大壓應力。

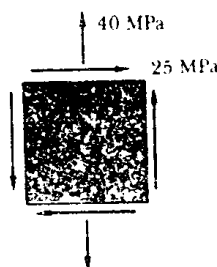


圖 P6.15



圖 P6.16

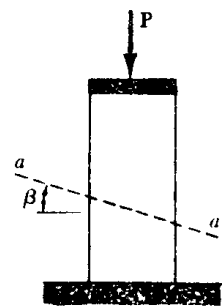


圖 P6.17

6.18 兩個 $50 \times 80 \text{ mm}$ 的均勻斷面構件，沿與水平面夾 25° 的 $a-a$ 平面黏在一起，已知黏合處的容許應力為 $\sigma = 800 \text{ kPa}$ 及 $\tau = 600 \text{ kPa}$ ，試求所能承受的最大軸負荷 P 。

6.19 一外直徑為 300 mm 的鋼管，是由 8 mm 厚的鋼板沿著管軸垂直平面成 20° 的螺線所焊接而成。已知

250 kN 的軸向力 P 和 $12 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 的扭矩 T 作用於管上方向，如圖所示，分別求出垂直和切於焊接方向的 σ 及 τ 。

6.20 假設 $12 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 的扭矩 T 方向相反，重解 6.19 習題。

6.21 一汽車輪軸所受力及力偶如圖所示，已知軸的直徑為 32 mm ，試求軸頂 H 點處主平面及主應力。

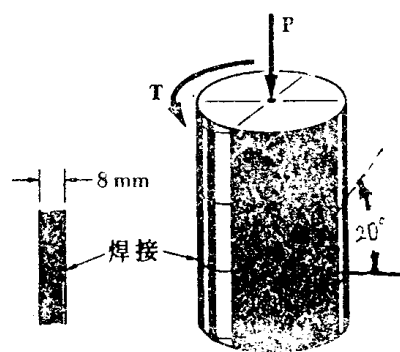


圖 P6.19

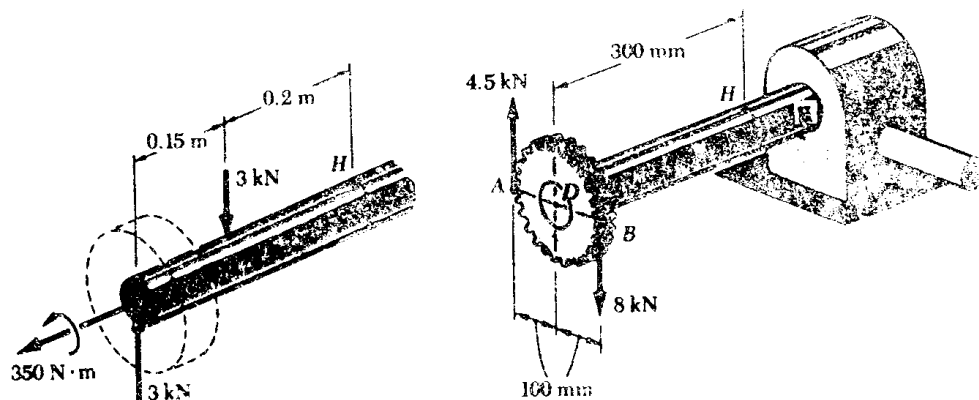


圖 P6.21

圖 P6.22

6.22 兩垂直力作用附於中空軸 DE 的齒輪 A 、 B 二點上。已知軸的內、外直徑分別為 40 mm 和 60 mm ，試求軸頂 H 點的主應力及最大剪應力。

6.23 標準重的鋼筆 AB 具有 88 mm 外直徑及 6 mm 厚度。已知臂 CD 是剛性連接在管上，試求 (a) H 點，(b) K 點的主應力和最大剪應力。

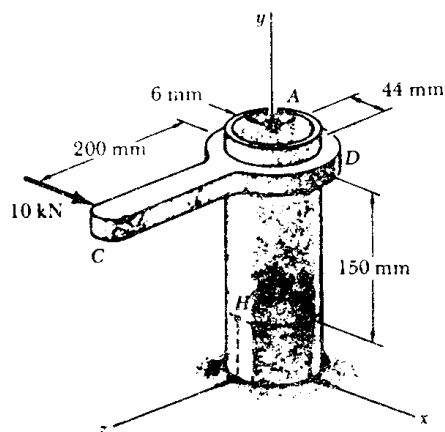


圖 P6.23

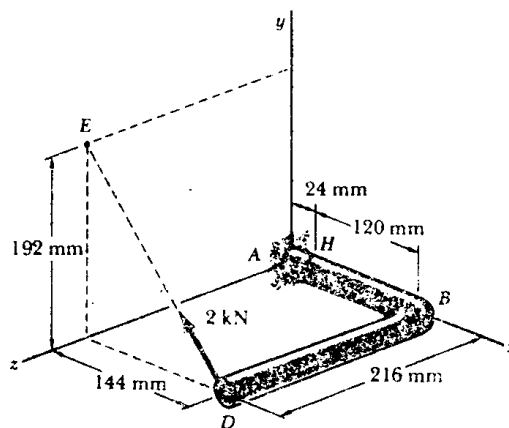


圖 P6.24

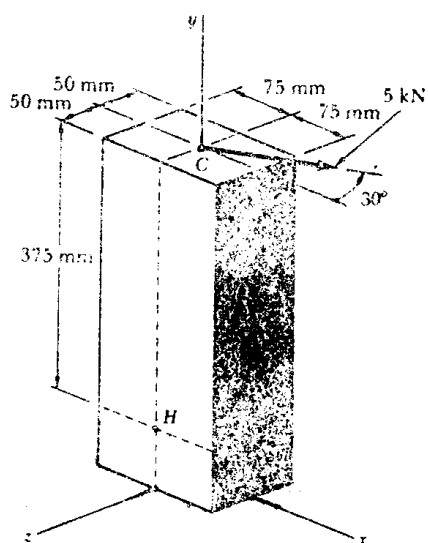


圖 P6.25 及 P6.26

6.24 已知 ABD 桿的直徑為 30 mm，試求桿頂 H 點的主平面及主應力。

6.25 5 kN 力作用在水平面上的 C 點，試求 H 點的主應力，(b) 最大剪應力。

6.26 5 kN 力作用在水平面上的 C 點，試求 K 點的主應力，(b) 最大剪應力。

*6.27 已知結構管如圖所示具 6 mm 均勻壁厚，試求 (a) H 點，(b) K 點的主應力及最大剪應力。

6.28 1200 N 力作用於焊接於 DE 桿的 AB 桿上，如圖所示。已知桿的斷面為正方形，試求 (a) H 點，(b) K 點主應力及最大剪應力。

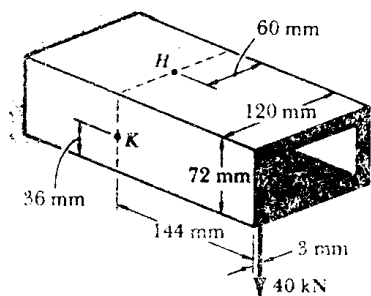


圖 P6.27

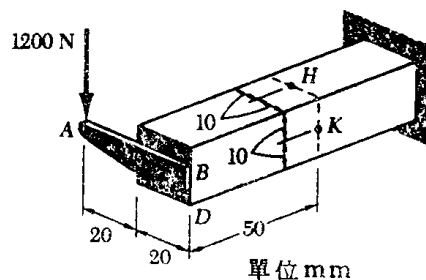


圖 P6.28