

機械設計原理

陳 福 習 編

龍 門 聯 合 書 局 出 版

機械設計原理

陳福習編

★版權所有★

龍門聯合書局出版

上海南京東路61號101室

中國圖書發行公司總經售

1951年7月初版

印數5001-7000冊

1953年6月三版

新定價 31,000

上海市書刊出版業營業許可證出029號

弁 言

機械設計一門科學，在工科學校中爲機械工程學系之主要課程，在工業上爲一切機械製造之基本業務。其所研究範圍，雖不外各種機械及各部機件之合理設計，而此等機械或機件之效用，在工業生產前途，實操重大關鍵。故凡從事機械工程者，皆宜研究此科原理，以求改善業務。惟此科中文著述，目前尙屬罕觀，對於一般學者，頗感不便。作者有鑒於斯，爰於課餘之暇，編輯是書，以供教學及參攷之需。

本書內容，大半根據馬氏 (Maleev)，金巴兩氏 (Kimball & Barr)，及卜伊兩氏 (Bradford & Eaton) 所著之機械設計原理，並參照其他名著，酌選編輯，力求精簡。所有機械名詞，儘量採用前國立編譯館所編訂者，以期一致。全書分十六章，共約三十萬言，圖表數百，習題百餘，足爲各大學工科各系之機械設計課本。機械系可以全部在一學年內授完，他系可由教員酌減章節在一學年或一學期內授完。至於一般機械工程人員，亦可用爲參考或自修之助。惟閱讀本書者，宜先修應用力學，材料力學，及機動學等科，較易瞭解。

在編輯過程中，稿件承余長庚、邵建寅、艾興、鄭光敏、王琬、林翠南、章桐生、史濟智、林炳鏞、蘇林華、范志增諸同學代爲繕清，付梓前，全書文字及插圖復承助教余長庚熱心校閱及整理，並承趙國華先生悉心校訂一過。均此誌謝。

1950年6月陳福賢識於廈大

目 錄

第一章	總論.....	1
第二章	機件應力.....	6
第三章	材料.....	31
第四章	機件配合.....	42
第五章	支承裝置及潤滑.....	53
第六章	軸及其配件.....	112
第七章	螺旋繫件及傳動螺旋桿.....	145
第八章	鉚釘接合及焊接合.....	175
第九章	齒輪.....	202
第十章	皮帶,繩索,及鏈.....	256
第十一章	摩擦輪,離合器,及制動器.....	287
第十二章	彈簧.....	312
第十三章	飛輪.....	329
第十四章	機架.....	342
第十五章	機件之均衡裝置.....	347
第十六章	特殊機件.....	353
習 題		366

機械設計原理

第一章

總論

I—1 定義 茲先敘述機械工程上常用的幾種名詞：

[a] 力 (force) 凡能改變一個物體動靜狀態的均稱為力。一個正在運動的物體使之靜止，或一個靜止的物體使之運動，或一個正在等速運動的物體使之增速或減速，產生此項變動的原因都是力。

[b] 力矩 (moment of force) 加力於一個物體，不祇使該體在施力線方向發生運動，亦可使之繞施力線以外的一定點或一定軸發生迴轉。使物體繞一定點或一定軸迴轉的原因為力矩或轉矩 (torque)。力矩以力 F 和定點或定軸距施力線的垂直距離 d 之乘積表示，即

$$M = Fd \quad (1-1)$$

[c] 功 (work) 凡加力於物體，使之發生加速運動，或克服阻力以維持等速運動時，皆謂之作功。功乃力 F 與物體位移 S 相乘之積，即

$$E = FS \quad (1-2)$$

若力之作用方向與物體位移之方向並不一致，則作功之力係指與位移同向之分力而言。

[d] 功率 (power) 單位時間內所作之功，謂之功率，表示作功快慢的程度。若命 $E = FS$ 表示功， t 表示時間， P 表示功率，則

$$P = \frac{E}{t} = \frac{FS}{t} = FV \quad (1-3)$$

V 表示等速運動的速度，或變速運動的平均速度。

功率之單位為呎—磅每分鐘或每秒鐘。工程上常以馬力 (horse-

power) 計量功率，一匹馬力等於 33,000 呎—磅每分鐘或 550 呎—磅每秒鐘。

[e] 能 (energy) 凡能作功者，稱為具有能。工程上常用者有動能 (kinetic energy)，位能 (potential energy) 等。能之大小以所作之功多少計算之。

動能為一個物體或一部份物質因運動之故而具有之能。如一物體或一部份物質之重量為 W ，地心吸力加速度為 g ，速度為 V ，則該體或該部份物質所含有之動能為

$$\text{K.E.} = \frac{WP^2}{2g} \quad (1-4)$$

位能為一個物體或一部份物質因位置之故而具有之能。如一物體或一部份物質之重量為 W ，高出某一定平面的垂直距離為 h ，則此物體或此部份物質對於該平面所具有的位能為

$$\text{P.E.} = Wh \quad (1-5)$$

[f] 機構 (mechanism) 機構由數個具有抵抗力之物體組合而成，其中一部份之運動能使他部份發生有規則之運動。機構除克服自身摩擦阻力外，其主要作用在於傳動而非傳能，例如時計，儀器等。

[g] 機械 (machine) 機械由一種或數種機構組合而成，其主要工作為直接或間接吸收天然能或機械能，使之變成有用之功，例如蒸汽機，銼床，鉋床等。

[h] 效率 (efficiency) 某一時間內由機械輸出之能量 E 與同時間內輸入機械之能量 E' 之比，稱為機械之效率，即

$$e = \frac{E}{E'} \quad (1-6)$$

上述效率的定義，是指機械的總效率。機械各部份的效率亦可單獨求出。各部份效率之乘積即為機械的總效率。

[i] 機動過程 (kinematic cycle) 一機構之各部份，同由某一時刻起，各自經過一聯串的位移後，再同時回至其各原始位置，謂之經過

一機動過程。

[j] 能量過程 (energy cycle) 一機械之各部份，同由某一時刻起，各自經過種種能量變化後，再同時回到其各原始能量狀況，謂之經過一能量過程。

能量過程與機動過程未必一致，例如四行程內燃機，其一個能量過程相當於二個機動過程。

I—2 機械設計 (Machine Design) 機械設計乃一種藝術，在機械之構造上，發揮新思想，以求適用，且繪圖樣表明之。此種思想，或甚新異，屬於創造或改善之類，或僅就原有構造略更載荷、尺寸或材料者。

機械之目的既為作功，而功量又為力量與位移相乘之積，故機械設計者，在理論上，宜以明瞭傳動及傳力之原理為基礎，因而必須先修機動學，應用力學，及材料力學三項主要工程科目。但就實用言，此外尚須應用機械畫，工廠實習，工程材料各種學識，及有關於所設計之機械經驗及數據等。總而言之，理論經驗及判斷三者，乃組成美滿機械設計之南針。

I—3 機械設計程序 (Machine Design Procedure) 吾人着手設計某一機械時，可將工作分為三項：(1)機構之選擇，(2)機件尺寸之核定，(3)說明書及圖樣之製成。

[a] 機構之選擇 在此第一項工作中，設計者宜注意兩要點，即能量輸入及輸出之狀態。若能量在往復運動中輸入，而在旋轉運動中輸出時，則宜選擇與普通蒸汽機相似之機構，即滑子—曲柄聯動機構 (slider-crank chain mechanism) 之類。若能量輸入輸出均在旋轉運動中，則當採用與齒輪系 (gear train) 類似之機構。通常因所需傳動機構種類已經存在，故第一項工作僅屬選擇而已；但若未有此項機構種類可供選擇，則須重新計劃而此工作屬於發明矣。

選擇機構時，固可不計機件之速度及其所受之力量如何，但有時仍須估計所傳功率大小為先決條件，因某種機構或不宜在高速度下工作，

或不能承受重大載荷故也。

[b] 機件尺寸之核定 此項工作可分三步進行：(1) 機件所受力量之核定，(2) 材料之選擇，(3) 尺寸決定。茲分述如下

(1) 在所選機構之種類大小業經決定後，即可求得機構中一點之速度。若已知所傳功率若干，則可求得該點所受之力量，因功率為速度與力量相乘之積故也。若已知機件所受力量及其受力情形，則可憑以定機件之尺寸。

惟機械輸入或輸出之功率未必恆定，故機件所受力量亦隨之變更。欲得妥善設計，必先分析其能量過程，以檢討輸入或輸出之能量達最高量時，機構中各機件之相當位置，再用分析或圖解方法，以求其所受之最大力量。

(2) 機件材料之選用或難易。除強度 (strength) 及剛性 (rigidity) 兩要素外，尚有耐用性 (resistance to wear)，抗蝕性 (resistance to corrosion)，減摩性 (anti-friction quality) 等與其用途有關係者，加以考慮。

價格亦為選用材料之一要素，通常材料品質佳者量輕而價昂。是否選用高價料，這屬於個別問題，不可一概而論。

(3) 若機件受力情形可以正確決定時，其尺寸可應用力學中之理論公式計算之。若受力情形不能十分明瞭時，則應用由試驗成立之經驗公式計算之。設理論與經驗公式均不適用時，則有賴於設計者之經驗與判斷，以估計機件之尺寸。

當初步設計時，機件尺寸以具有充分強度及剛性為標準。但當最後決定其形狀及尺寸時，尚須考慮下列諸點：

1. 工廠設備之情況，
2. 所製機械數量之多寡，
3. 製造及運用上之便利，
4. 製造，保養，及運用上之經濟，

5. 機械及使用者之安全保障,
6. 機件之潤滑,
7. 接近檢查機件之難易,
8. 裝配,
9. 運輸,
10. 標準零件之應用,
11. 重量,
12. 雅觀.

[c] 說明書及圖樣之製定 機構種類既已選擇, 機件尺寸亦已核定, 第三項工作即將全盤計劃作成圖樣及說明書, 藉以指示工匠製造方法, 可作為設計紀錄, 以供後來參考. 此項工作例如總圖, 另件圖, 機動或力之分析圖等, 常與首二項工作同時進行, 以發展設計.

第二章

機件應力

II—1 機件所受之力

[a] 力之種類 (kinds of forces) 機件所受之力，依其性質可分下列諸類：

- (1) 傳能所用之力
- (2) 機體重力
- (3) 摩擦力
- (4) 慣性力
- (5) 離心力
- (6) 機體變溫伸縮力
- (7) 因製造過程所受之力
- (8) 因機件形狀所受之力

[b] 載荷類別 (types of loads) 機件所受之力，稱為機件之載荷。載荷依力之作用情形可分三種：

(1) 穩定載荷 (steady, static, or dead load) 係逐漸作用或固定不變之力。其所產生應力之種類及數值亦屬固定不變。

(2) 衝擊載荷 (impact or shock load) 係由衝擊作用所施之力。有衝擊作用而無初速度者稱為驟加载荷 (suddenly applied load)。

(3) 反覆載荷 (repeated load) 係反覆作用之力。其所生應力亦屬反覆。反覆載荷具衝擊作用者稱為反覆衝擊載荷。

其他載荷分類：或依力之作用位置，有集中載荷 (concentrated load) 與分佈載荷 (distributed load) 之區別；或依力之作用姿態，有中心力 (central load)，扭轉力 (torsional load) 與撓曲力 (bending load) 之分類。

II—2 應變及應力 (Strains & Stresses)

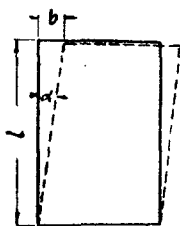
[a] 應變 凡機件材料常有彈性，當受力作用時，不免發生變形 (deformation)。每單位長度所生之變形，稱為應變 (strain)。應變性質，有暫時者，有永久者。應變狀態，有縱長伸縮者，有角度變更者。

縱應變為
$$e = \frac{\Delta}{l} \quad (2-1)$$

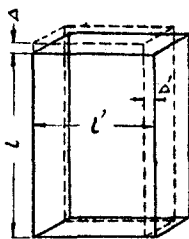
式中 e 表縱應變， Δ 表伸度或縮度， l 表原有全部長度，均以吋計。

角應變之近似值為
$$\frac{b}{l} = \tan \alpha = \alpha \quad (2-2)$$

式中 α 表角應變，以弧度 (radian) 計； b 及 l 所表尺寸如第 II—1 圖所示，均以吋計。



第 II—1 圖
角 度 變 形



第 II—2 圖
縱長應變正側兩面相關

縱應變正側兩面互相關。如第 II—2 圖所示之長方體，當受力作用時，其正面長度由 l 變為 $l \pm \Delta$ ，其側面寬度由 l' 變為 $l' \mp \Delta'$ (Δ 與 Δ' 正負相反)。側面縱應變 $e' = \frac{\Delta'}{l'}$ ，與正面縱應變 $e = \frac{\Delta}{l}$ 之比，稱為波氏

比率 (Poisson's ratio)。即
$$\mu = \frac{e'}{e} \quad (2-3)$$

由試驗所得之各種材料波氏比率數值詳見第 2—1 表，在第 28 頁。

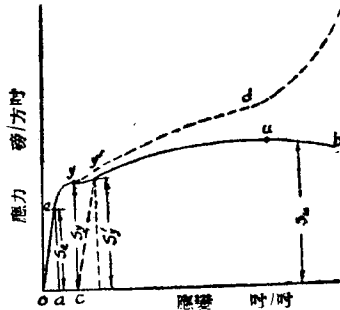
[b] 應力 材料內部分子因抵抗變形所生之反應力，稱為應力。應力方向，就機件剖面觀之，有正切之分。法線應力 (normal stress) 或稱縱應力 (longitudinal stress)，有牽應力 (tensile stress) 及壓應力 (compressive stress) 之別。切應力 (tangential stress) 亦稱剪應力 (shear stress)，乃由剪力或扭轉力所發生。

單位應力 (unit stress) 常簡稱應力 (stress), 指存在於每單位剖面面積之應力。英美制以每方英寸若干磅計之。通常用 s 表牽應力, s_c 表壓應力, s_s 表剪應力。

應力有真實與表觀之別。真實應力 (true stress) 指相當於實際應變之應力, 表觀應力 (apparent stress) 指由單一應變所起之應力。

在一剖面上, 法線應力與切應力可能同時存在。若僅有正應力而無切應力時, 則此種正應力亦稱主應力 (principal stress)。

[c] 應力應變圖 各種材料之應力與應變之關係可由試驗結果用圖表示之, 此圖以應力 s 為縱坐標, 應變 e 為橫坐標。如第 II-3 圖所示者為一



第 II-3 圖
應 力 應 變 圖

種延性材料 (ductile material) 經抗牽試驗所得之應力應變曲線。在 e 點以下, 應變與應力成正比, 若將應力解除, 物體即能恢復原形, 此 e 點之應力 S_e 稱為彈性限度 (elastic limit)。今若應力增加至超過 S_e 時, 應變亦隨之增加, 但其增加速度較大。至 y 點時, 則因內部分子損失抵抗力, 雖應力不變, 而應變繼續增加。此 y 點之應力 S_y 稱為屈伏點 (yield point), 或稱為商用彈性限度 (commercial elastic limit)。物體應力在 S_e 以上時, 雖將應力解除, 不能完全恢復原狀, 遺留永久變形 (permanent set) 如 oc 所示者。當試件開始斷裂時所生之最大應力 S_u 稱為極限強度 (ultimate strength)。脆性材料 (brittle material) 之應力應變曲線與延性材料之曲線不同, 因其彈性限度甚低, 且無顯著的屈伏點故也。

應力應變圖中之應力係依原始剖面面積計算。若依逐漸縮小之實際剖面面積計算則應力增加, 而曲線形亦略不同, 如圖中虛線 d 所示者。

欲求機件於無載荷時能恢復原狀, 其所生應力必須較低於彈性限

度，故設計者對於材料之彈性限度不可忽視。但有數種材料如鑄鐵及銅等，其最初應變並不與應力成正比。在此情形下，只得應用近似彈性限度將物體在此應力解除後所留之微末應變（在 0.02% 以下）略而不計。在試驗上，核定彈性限度較屈伏點為難，故吾人常視屈伏點為彈性限度，因有商用彈性限度之稱。通常材料之屈伏點與彈性限度頗相接近，惟亦有相差達 20—30% 者。

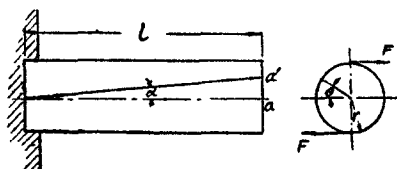
II—3 彈性模數 (Modulus of Elasticity) 在彈性限度內，應力與應變之比稱為彈性模數。

牽力彈性模數，稱為縱彈模數 (direct modulus of elasticity)，或稱楊氏彈性模數 (Young's modulus)，用 E 表之，即

$$E = \frac{s}{e} \quad (2-4)$$

壓力彈性模數之計算法與 E 相同，但用 E_c 表之。通常延性材料之 E 值與 E_c 值相等。

剪力彈性模數，稱為橫彈模數 (transverse modulus of elasticity) 用 G 表之，即



第 II—4 圖

圓條受扭力作用

$$G = \frac{s_s l}{a} \quad (2-5)$$

設有圓條受扭力作用如第 II—4 圖所示者，其表面纖維之應變為 $a = \frac{r\theta}{l}$ ，

故上式化為

$$G = \frac{s_s l}{r\theta} \quad (2-6)$$

式中 l 表圓條長度， r 表圓條半徑，均以吋計； θ 表扭轉角度，以弧度計。

材料 E 值與 G 值之關係，就理論言，可以下式表之：

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad (2-7)$$

式中 μ 表波氏比率。

材料之彈性模數，與其彈性限度及極限強度無關，但與其剛性相關，

故可稱為材料之剛性係數 (coefficient of rigidity)。異種材料之彈性限度及極限強度雖各不同，惟其彈性模數或能同值。故機件用軟鋼製成者與用高碳鋼製成者約有同等剛性。惟後者之強度較前者或大數倍耳。

II—4 單純應力 (Simple Stresses) 均勻分佈於剖面之牽應力，壓應力或剪應力，稱為單純應力。

[a] 牽應力 單純牽應力之計算法，係以機件之剖面面積除所受之牽力而得，即

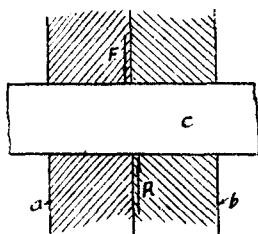
$$s = \frac{F}{A} \quad (2-8)$$

式中 F 表所受牽力，以磅計； A 表剖面面積，以方吋計。

設機件之長度為 l 時，則其總變形為

$$\Delta = el = \frac{sl}{E} = \frac{Fl}{AE} \quad (2-9)$$

[b] 壓應力 短直機件受壓力作用，且其施力線通過剖面積之重心時，壓應力與總變形之計算法，可通用 (2-8) 式及 (2-9) 式。若機件長度與其剖面之較小一邊尺寸相比超過六或八倍時，稱為柱體機件，其壓應力之計算法須應用柱體公式 (詳第 II—10 節)。



第 II—5 圖

圖 銷 受 剪 力 作 用

[c] 剪應力 在機件剖面上之單純剪應力，係受與剖面平行之一對相反剪力作用而發生。如第 II—5 圖所示， a 及 b 為鋼板， c 為鋼銷， F 力從 a 下壓，等量反應力 R 從 b 上擠，結果使鋼銷剖面上 (在 ab 相接處) 發生剪應力。假定此應力係均勻分佈於鋼銷之剖面面積 A ，則剪應力為

$$s_s = \frac{F}{A} \quad (2-10)$$

II—5 扭轉作用 (Torsion) 凡機件受扭力矩 (torsional moment) 作用時，其內部發生扭應力 (torsional stress)。扭應力即剪應力，惟其數值依與剖面中心之距離而變。若機件之剖面為圓形，則在剖面任

一點之剪應力與至圓形中心之距離成正比。因外扭力矩應與內扭力矩相等，故 $T = s_s Z_o$ 或 $s_s = \frac{T}{Z_o}$ (2—11)

式中 T 表外扭力矩，以磅—吋計；

$Z_o = \frac{J}{C}$ 表極剖面模數 (polar section modulus) 以吋³ 計， J 表剖面極轉動慣量 (polar moment of inertia)，以吋⁴ 計， C 表最外纖維 (extreme fiber) 至剖面中心之距離，以吋計；

s_s 表最外纖維剪應力即最大剪應力，以磅 / 方吋計。

實心圓條之外徑為 d ， $Z_o = \frac{\pi d^3}{16}$ ，故最大剪應力為

$$s_s = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (2-12)$$

空心圓條之外徑為 d_1 ，內徑為 d_2 ， $Z_o = \frac{\pi(d_1^4 - d_2^4)}{16d_1}$ ，故最大剪應力

$$s_s = \frac{16Td_1}{\pi(d_1^4 - d_2^4)} \quad (2-13)$$

欲求扭轉角 θ 與扭轉力矩 T 之關係，可將 (2—6) 式中之 s_s 值代入 (2—12) 或 (2—13) 式而解 θ 值，故

$$\text{實心圓條} \quad \theta = \frac{32Tl}{\pi d^4 G} \quad (2-14)$$

$$\text{空心圓條} \quad \theta = \frac{32Tl}{\pi(d_1^4 - d_2^4)G} \quad (2-15)$$

若機件之剖面非圓形，則 (2—11) 式不能適用。因此種剖面之扭轉變形並非齊整，其最大剪應力存在於距剖面中心最近之表面纖維。聖佛囊 (St. Venant) 由實驗得下列公式，以計算非圓形機件之扭應力及扭轉角。

$$\text{方形剖面之邊長為 } b \text{ 時，} \quad s_s = \frac{T}{0.208 b^3} \quad (2-16)$$

$$\theta = \frac{7.11Tl}{b^4 G} \quad (2-17)$$

橢圓形剖面之長軸為 a ，短軸為 b 時，

$$s_s = \frac{16T}{\pi a b^3} \quad (2-18)$$

$$\theta = \frac{16}{\pi} \cdot \frac{a^3 + b^3}{a^3 b^3} \cdot \frac{Tl}{G} \quad (2-19)$$

長方形剖面之長邊為 a , 短邊為 b 時,

$$S_s = \frac{(3a + 1.8b)T}{a^3 b^3} \quad (2-20)$$

$$\theta = \frac{40J}{A^4} \cdot \frac{Tl}{G} \quad (2-21)$$

式中 A 表剖面積。其他非長方形之對稱式剖面 (symmetrical section) 亦可應用 (2-21) 式, 以求其近似值, 或略改係數以求其確值。如遇圓形或橢圓形時, 則係數 40 改為 $4\pi^2$, 倘長方形之邊長比率 $\frac{a}{b}$ 小於 3 時, 則係數 40 改為 42。

II-6 撓曲作用 (Bending) 當一樑或機件受撓力矩作用時, 其內部發生三種應力, 1 為牽應力, 分佈於中性面 (neutral plane) 之一方, 2 為壓應力, 分佈於中性面之他方, 3 為剪應力, 分佈於樑之各剖面, 其施力線與前二者成正交。此種剪應力非如單純剪應力之勻佈於樑之剖面者, 其數值由在最外纖維之零值增起至中性面達最大值。凡在長樑內部之剪應力常較牽應力及壓應力為小, 故可從略。但在短樑內部者, 則此應力不宜忽視。

最外纖維之最大法線應力與撓力矩及剖面尺寸之關係, 可用內外力矩相等原則表示之, 即

$$M = sZ \quad \text{或} \quad s = \frac{M}{Z} \quad (2-22)$$

式中 M 表外撓力矩以磅-吋計,

$Z = \frac{I}{C}$ 表剖面模數 (section modulus) 以吋³ 計, I 表剖面轉動慣量 (moment of inertia)。以吋⁴ 計; C 表最外纖維至剖面重心之距離, 以吋計;

s 表最外纖維法線應力, 即最大牽應力或壓應力, 以磅 / 方吋計。

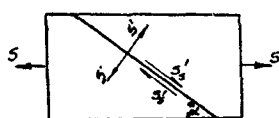
樑身撓度 (deflection of the beam) 可用下式求之:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (2-23)$$

式中 y 表樑身某點之撓度, x 表該點至樑端支點之距離, M 表撓力矩, E 表彈性模數, I 表剖面轉動慣量。應用 (2-23) 式時, 須先用 x 之函數表 M , 然後積分 (2-23) 式兩次, 以解 y 之值。

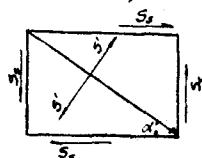
第 2-2 表詳列均勻剖面的樑在通常數種載荷下所受之最大撓力矩及最大撓度等。(在第 29 頁,)

第 2-3 表詳列各種剖面形之特性。(在第 30 頁。)



第 II-6 圖

因正力作用而生之剪應力



第 II-7 圖

因切力作用而生之法線應力

II-7 副應力 (Secondary stresses)

[a] 因牽力或壓力作用而生之剪應力 就第 II-6 圖, 按應力分析, 可以證明, 因牽力或壓力作用, 在垂直剖面上發生法線應力 s , 在任一斜剖面上則生剪應力 s_s' , 其數值為

$$s_s' = \frac{1}{2} s \sin 2\alpha \quad (2-24)$$

當 $\alpha = 45^\circ$ 時, s_s' 達最高值, 即

$$s_s' = \frac{1}{2} s \quad (2-25)$$

[b] 因切力作用而生之法線應力 就第 II-7 圖, 按應力分析, 可以證明。作用於垂直及水平剖面上之剪應力 s_s , 在任一斜面上所發生之法線應力 s' , 其數值為

$$s' = s_s \sin 2\alpha \quad (2-26)$$

當 $\alpha = 45^\circ$ 時, s' 達其最高值, 即

$$s' = s_s \quad (2-27)$$

[c] 側向應力 (lateral stress) (2-3) 式中之側面縱應變 e' 係