

44
212 217
汽車設計

第二冊

何乃民編著



商務印書館發行

MG
U462.2
1
2

汽 車 設 計

第 二 册

何 乃 民 編 著

中國自動機工程學會叢書之二



00675

商 務 印 書 館 發 行



第二十九章 發動機的散熱

發動機平均溫度。發動機每隻汽缸由動作所發生的溫度，非常的高，其近似數值以百度表計算，約如下表：

進	汽——自 500° 降到 50°
壓	汽——自 50° 升到 200°
爆	炸——自 200° 升到 1600°
膨	脹——自 1600 降到 1100°
出汽門開放時	——自 1100° 降到 800°
出	汽——自 800° 降到 500°。

所以每行程平均溫度近似值：

$$\text{進汽平均溫度} \dots\dots \frac{500^\circ + 50^\circ}{2} = 275^\circ.$$

$$\text{壓汽平均溫度} \dots\dots \frac{200^\circ + 50^\circ}{2} = 125^\circ.$$

$$\text{膨脹平均溫度} \dots\dots \frac{1500^\circ + 1100^\circ}{2} = 1350^\circ.$$

$$\text{出汽平均溫度} \dots\dots \frac{800^\circ + 500^\circ}{2} = 650^\circ.$$

依據上列數字汽缸壁平均溫度為：

$$\Theta = \frac{275^\circ + 125^\circ + 1350^\circ + 650^\circ}{4} = 600^\circ C.$$

用上列方法所求得的數字比較實際所得的高。通常汽缸壁溫度在 500°C 以下， $\Theta = 460^\circ$ ，為正常動作條件下的合理數字。

機油在 350°C 以上就開始燃燒或分解，所以汽缸若不用水或空氣

散熱，潤滑為不可能。

潤滑油或稱機油 (Engine oil) 燃燒時，活塞令開始膠結，高熱氣體流過活塞頂週圍使活塞發生黏着和傷痕。

活塞梢子的傷痕可使聯桿斷裂。

汽門發生漏氣，汽門桿與導管間亦容易現有傷痕。

由經驗而得：汽缸壁厚度在 10 公釐以下時，用空氣散熱，汽缸壁外面溫度須保持 120° 以下，用水散熱保持 $100^{\circ}C$ 以下，水的溫度最好在 $90^{\circ}C$ 至 $80^{\circ}C$ 之間，進出水溫度之差應為 $8^{\circ}C$ 至 $9^{\circ}C$ ，如水的溫度降到 $40^{\circ}C$ 時，要增加 1% 的汽油消耗。

氣體與水間的傳熱。汽缸內氣體溫度忽高忽低，按一定的循環發生變動，但氣體平均溫度 $\Theta = 460^{\circ}C$ 。

汽缸壁一面為高熱氣體，另一面為水所圍繞，於是

Θ = 汽缸內氣平均溫度；

Θ' = 與氣體相接觸的汽缸壁溫度；

θ = 水的溫度；

θ' = 與水相接觸的汽缸壁面溫度；

h = 氣體金屬相接觸對流傳熱係數；

h' = 金屬傳熱係數與金屬厚度成反比；

h'' = 水金屬相接觸對流傳熱係數。

在單位面積及單位時間內由水傳去熱量公式為：

$$Q = h(\Theta - \Theta') = h'(\Theta' - \theta) = h''(\theta' - \theta).$$

$$Q = K(\Theta - \theta).$$

K 為傳熱總係數：

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h} + \frac{1}{h'} + \frac{1}{h''}.$$

時間單位為分，熱單位為卡，面積的為平方公尺，金屬厚 1 公釐，

$h' = 600$ (鋼), 厚 3 公釐 $h' = 200$.

至於 $h''(2 + 200 V)$ 卡/分/平方公尺/每度 C.

V 為水流速率以公尺/秒計.

h 與氣體比重成比例, 普通在地面上等於 6 至 7.

因此 $\frac{1}{h'}$ 及 $\frac{1}{h''}$ 可省略不計, 可使 $K =$

一應散去的熱量。每制動馬力時的汽油消耗量, 視旋轉的速率、負荷的多寡而定。普通自 180 克至 270 克之間。每公斤汽油的熱能為 11000 卡, 所以每馬力時在汽缸內所發生的熱能自 2000 卡至 3000 卡之間。

這熱能的 30% 至 33% 由汽缸壁吸收; 約 35% 由出汽管逐出; 約 15% 由活塞及摩擦機件散去。

今設每馬力時汽油消耗量為 230 克, 由汽缸壁散去的熱量為 30%。於是每馬力時應由汽缸壁散去的熱量為:

$$11000 \times 0.230 \times 0.30 = 759 \text{ 卡.}$$

為安全計可取較大數值, 計 800 卡。

若以馬力分計算; $800 \div 60 = 13.3$ 卡/分/馬力。普通用汽門發動機每分鐘每馬力應散去的熱量在 11 卡至 17 卡之間。散去熱量亦有用下法計算的:

汽油產生每 100 卡熱量:

22 至 24 卡變成工作;

3 至 4 由抵抗所吸收;

27 至 29 由水散去;

48 至 43 由出汽管及潤滑油等散失。

照上列分配, 每產生有用馬力一匹, 約有 1.22 匹馬力合 91 公升/秒需由水散熱。

1 卡等於 425 公尺斤，於是我們求得 $\frac{91 \times 60}{425} = 12.8$ 卡/分/每馬力。

無汽門發動機 (Valveless engine) 係用內外套筒 (Sleeve)，散失熱量較少，約合 6 卡至 9 卡/每分/每馬力。

飛機發動機每隻汽缸可產生 100 匹左右馬力，由水散去的熱合 4 至 7 卡/分/馬力。他的分佈狀況：

汽油產生 100 卡熱能：

25 至 27 卡變成有用工作；

3 至 4 由抵抗所吸收；

12 至 13 由水散熱；

1 至 3 由機油散熱；

59 至 53 由出汽散失。

所以每產生有用馬力一匹，應有 0.48 匹馬力合 68 公尺斤/秒由水流散熱，計 $\frac{36 \times 60}{425} = 5.1$ 卡/分/馬力。

精練汽油，爆炸迅速，可使汽缸壁溫度減低，由水散去熱量亦可減少如下表，表為法人 Champsaur 君試驗紀錄：

汽油辛烷數.....	64	75	92
火星塞附近汽缸溫度.....	182°	172°	155°
每馬力每分鐘由水散去熱量(卡).....	6.6	5.9	5.7
每馬力每分鐘由機油散去熱量(卡).....	0.68	0.63	0.59

空氣散熱。 汽車界除去機器腳踏車而外很少採用空氣散熱 (Air cooling)。徑向式或星形航空發動機 (Radial aviation engine)，利用螺旋槳及飛行空氣流，採用空氣散熱較為方便有效。

汽缸周圍散熱片 (Fin) 面積，照上下二面計算，航空發動機每馬力應備 0.02787 平方公尺(合 0.30 平方英寸)，如屬汽車發動機需 0.03716

平方公尺(合 0.40 平方英寸),靠近汽缸上部及出汽門熱度較高,所以散熱面積應比較汽缸下部及進汽門的為大。

汽車發動機每汽缸容積較小,每缸汽缸需二面計算的散熱片面積約 0.9 至 1.1 平方公尺,約合每分每馬力散去 12 卡,空氣流經過速率合每秒 8 至 10 公尺。

飛機發動機汽缸較大,每缸汽缸所需二面計算散熱片面積為 0.2 至 0.4 平方公尺,每分每馬力散去 6.4 卡,空氣速率每秒 15 至 20 公尺。

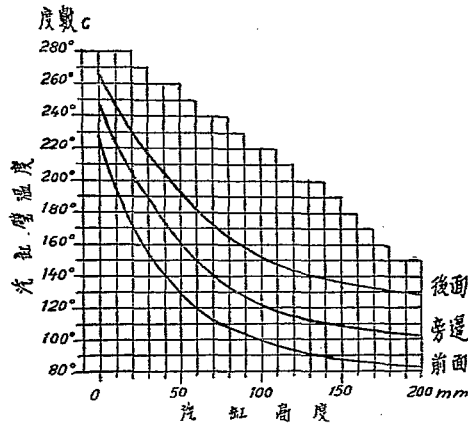


圖 164. 空氣散熱的汽缸溫度。

汽缸高度自上向下計算上部為零。

空氣自前面進入故溫度較低。

空氣散熱的條件,汽缸壁最高溫度不得超過 300°C 。普通汽缸上部最熱處為 280°C ,汽缸壁約 200°C 。

散熱片。散熱片的散熱視下列諸條件而定:

- 一、散熱片平均溫度與空氣平均溫度之差;
- 二、空氣的密度及速率;

- 三、自散熱片腳(或根)到散熱尖端溫度減低數;
- 四、散熱片形狀;
- 五、散熱片材料的傳熱係數.

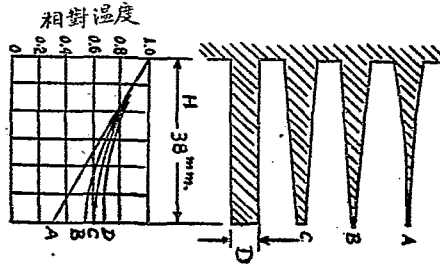


圖 165. 散熱片式樣.

A 尖端溫度較低, D 尖端溫度較高. 普通 $H=6D$.

傳熱係數生鐵為 27, 鋼 26, 鋁 119, 銅 220. 散熱片多用生鐵, 鋼或鋁製, 很少用銅製. 有時汽缸上部用鋁製散熱片, 汽缸本身用鋼製或生鐵製的.

設 ε 為散熱片根 D 與汽缸口徑 Φ 之比. 汽車汽缸口徑自 70 至 90 公釐, ε 在 0.05 至 0.07 之間. 散熱片根厚度最大為 4 至 5 公釐. 散熱片長度最大不得超過 40 公釐.

飛機發動機汽缸口徑自 120 至 150 公釐, ε 普通為 0.02 至 0.03. 散熱片根(或腳)厚度自 2 至 4 公釐, 散熱片厚度到汽缸下部漸更減薄. 散熱片長度約 20 至 25 公釐, 多用鋼製. 片的長度亦在下部更形減小, 漸次減到零.

關於散熱片面積的計算, 可應用二種流質由室壁隔離的熱傳導公式:

$$Q = \mu A t = \mu A (t_1 - t_2).$$

$$Q = K_1 A_1 (t_1 - t_2).$$

$$Q = K_2 A_2 (t_3 - t_4).$$

$$\mu = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{e}{C} + \frac{1}{K_2}}$$

Q = 汽缸壁散去熱量以卡/時計，

μ = 傳導係數，

A = 傳熱總面積以平方公尺計，

A_1 = 汽缸傳熱內面積以平方公尺計，

A_2 = 汽缸傳熱外面積以平方公尺計，

t = 外面空氣與汽缸內燃燒及膨脹氣體平均相差溫度，

t_1 = 汽缸內燃燒膨脹及廢氣平均溫度普通自 1000°C 至 1100°C ，

t_2 = 內汽缸壁溫度約 = 200°C 至 300°C ，

t_3 = 外汽缸壁溫度約 = 120°C ，

t_4 = 汽缸周圍空氣溫度約 = 15° 至 25°C ，

K_1 = 內面積傳熱係數，

K_2 = 外面積傳熱係數，

C = 汽缸壁材料傳熱係數，生鐵的約 = 40 至 60，

e = 汽缸壁之厚以公厘計。

依據上列公式，可知每單位汽缸面積散去的熱量，視下列各點而定：

1. 時間；
2. 溫度之差；
3. 汽缸壁材料；
4. 汽缸壁之厚；
5. 汽缸壁內部及外部的環境。

例題 6 ϵ . 75 × 80 發動機，膨脹及出汽時氣體平均溫度為 1000°C ，內汽缸壁溫度為 200°C ，外汽缸壁溫度為 120°C ，空氣溫度為 20°C ，每隻汽缸產生 15 B.H.P.，熱效率為 25%，汽缸散熱外面積每制動馬力為 0.04 平方公尺，求 A_1 ， Q ， K_1 及 K_2 。

$$(一) A_1 = \pi DL \times 1.25 + \frac{\pi D^2}{4}$$

$$= 3.1416 \times 0.075 \times 0.08 \times 1.25 + 0.7854 \times 0.075^2$$

= 0.02813 平方公尺。

式中 1.25 係指實在散熱面積，延長到行程 L 之下部，所以應加大 25%。

(二) 每馬力合 636 卡/時，由汽缸散失之熱為 0.30，於是

$$Q = \frac{15 \times 636}{0.25} \times 0.30 = 11448 \text{ 卡/時。}$$

(三) $Q = K_1 A_1 (t_1 - t_2)$

$$K_1 = \frac{11448}{0.028(1000 - 200)} = 500 \text{ 卡/時/平方公尺。}$$

(四) $Q = K_2 A_2 (t_3 - t_4)$

$$K_2 = \frac{11448}{15 \times 0.04(120 - 20)} = 190 \text{ 卡/時/平方公尺。}$$

K_2 視空氣流動的速率變動，速率越大， K_2 亦行增加。上列求得數字係指空氣速率為 1800 公尺/分或 30 公尺/秒計算。如空氣速率減低 1/2， K_2 約等於 140；速率增加一倍， K_2 約等於 360。

。空氣散熱優劣點。(一) 用空氣散熱汽缸壁平均溫度可以維持到 120°C ，用水的祇能維持到 100°C 以下。發動機在 120°C 溫度內工作可節省汽油，增加馬力。



圖 166. 散熱片與汽缸鑿成一起。

(二) 用空氣散熱，發動機重量減低，并可免去加水，漏水，凍裂，水開諸流弊。

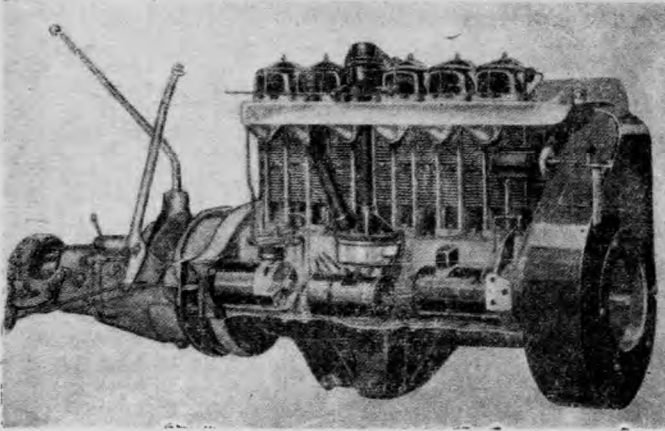


圖 167. Franklin 空氣散熱發動機 (上)

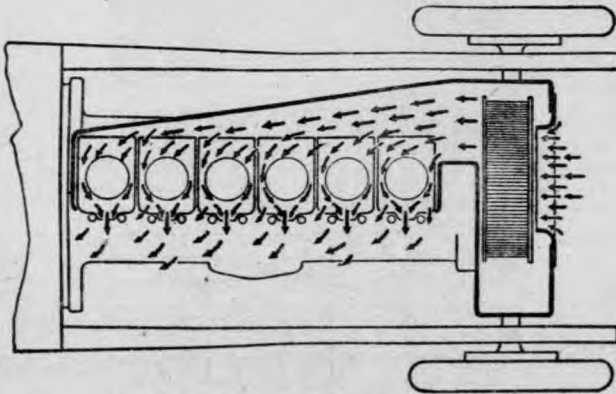


圖 168. Franklin 空氣散熱發動機 (下)

(三) 空氣散熱的劣點，車輛慢行或停止時熱空氣不易外流，發動機溫度難免有過高之患。

(四) 因汽缸壁溫度較高，用空氣散熱發動機消耗機油要倍於用水散熱發動機。用水散熱，每馬力每小時機油消耗量為 8 至 10 克(Gram) 用空氣散熱機油消耗量多在 15 克以上。

這幾年來飛機發動機均採用空氣散熱成效甚著。汽車界亦漸有做飛機採用空氣散熱的趨勢。

水散熱。散熱的水 (Water cooling)，流動速率雖比空氣流動速率慢 10 倍至 20 倍；但水吸收熱量使之傳導分散的能力，雖在低速率流動時，要比空氣在高速率流動時

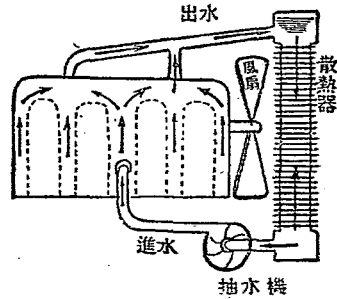


圖 169. 水散熱發動機

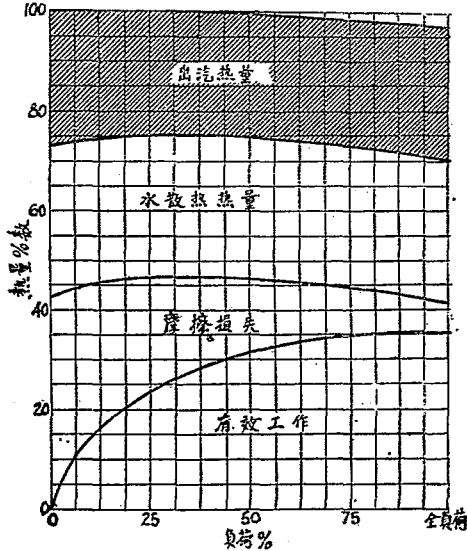


圖 170. 汽車柴油機汽缸內熱量的分散。

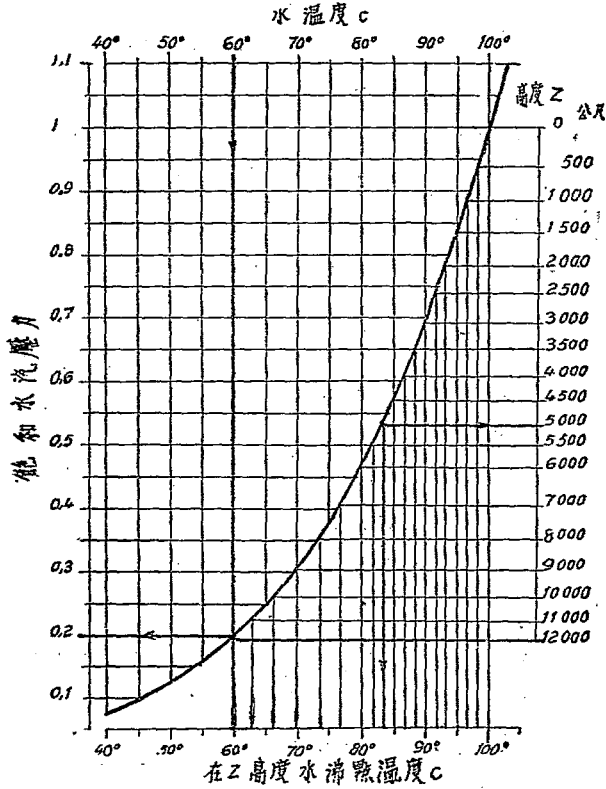


圖 171. 飽和水汽壓力及沸水溫度與高度之關係。

的散熱,大 50 倍.例如空氣流速率 30 公尺/秒的時候, $K_2 = 190$; 水流速率為 1 公尺/秒的時候,水的傳熱係數 $K_2 = 190 \times 50 = 9500$ 卡/每平方公尺/每小時。

用水散熱發動機,可免除很佔地倍的散熱片.汽缸周圍的水套 (Water jacket), 在汽缸上部及出汽門周圍應特別放大。

設 W = 每馬力時所需散熱用水的重量以公斤計，

H = 發動機內供給每馬力時所需混合氣體的熱能，普通約等於 2500 卡，

x = 水套所吸收熱量的百分數普通約 = 0.30，

t_2 = 水離開水套的溫度普通約 = 80°C 至 90°C ，

t_1 = 水進入水套的溫度普通約 = 70°C 至 80°C 。

於是

$$W = \frac{xH}{t_2 - t_1}$$

例題 66. 100 匹馬力發動機，進水溫度為 70°C 出水溫度為 80°C ，每馬力時需熱 2500 卡，由水套散去之熱為 30%。求 (一) 每馬力分所需散熱的水量。(二) 該發動機所需散熱水量。

$$(一) \quad W = \frac{xH}{t_2 - t_1} = \frac{0.3 \times 2500}{80 - 70} = 75 \text{ 公斤/時。}$$

$$= 1.25 \text{ 鎊/分/每馬力。}$$

$$(二) \quad \text{發動機所需水量: } 75 \times 100 = 7500 \text{ 公斤/時。}$$

$$= 125 \text{ 鎊/分。}$$

進水管。出水管直徑普通較進水管的大 3 至 6 公釐。設

Q = 發動機所需散熱水以立方公尺/秒計

$$= \frac{\text{B.H.P.} \times W}{3600 \times 1000} \text{ 立方公尺/秒，}$$

$$S = \text{出水管的斷面積} = \frac{\pi d^2}{4}$$

d = 出水管口徑以公尺或公釐計，

V = 水套內水流平均速率，用水邦浦出水的約 = 3 至 4 公尺/秒
進水的約 1 至 3 公尺/秒。

$$\text{於是} \quad Q = \frac{\text{B.H.P.} \times W}{3600 \times 1000} = SV = \frac{\pi d^2}{4} V$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \text{B.H.P.} \times W}{3600 \times 1000 \times \pi V}}$$

例題 67. 100 匹馬力發動機每小時需水 8000 磅。(即等於 8000 公斤。例題 64 求得數應為 7500 磅。惟為避免漏損等意外計，故定比較充分數為 8000 磅。水流速率為 2 公尺/秒。求 (一) 每分鐘需水數量。(二) 出水管口徑。

$$(一) \quad \text{每分鐘需水數量} = \frac{8000}{60} = 133.3 \text{ 磅(或公斤)}.$$

$$(二) \quad d = \sqrt{\frac{4Q}{3600 \times 1000 \times \pi V}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 8000}{3600 \times 1000 \times 3.1416 \times 2}}$$

$$= \frac{4}{60} \times 0.56419$$

$$= 0.0376 \text{ 公尺} = 38 \text{ 公厘}.$$

如果單位加以更動，使：

Q = 每馬力每分鐘所需散熱水量以磅或公斤計

= 磅/分/H.P. = 1.2 至 2.1 磅/分/H.P.,

V = 水流速率 = 公尺/秒，

S = 水管斷面積以平方公分計算，

於是
$$S = \frac{Q}{6V}.$$

然後再求水管直徑 d ，所得結果與前列所得相差有限，足夠理論上的應用。

散熱器。散熱器 (Radiator) 俗稱水箱。計分蜂窩式 (Honeycomb)，全管式 (Plain tube)，散熱片管式 (Gilled tube) 三種。第一種效力宏大，製造成本較高；空氣由管中間通過，管外為水流。

第二種用者較少。第三種除增散熱面積外，尚可保護管子，不致發生管子被石塊打破或碰壞。

管子散熱面積，大約平均計算如次：

(一) 銅製全管式每制動馬力 0.18 至 0.23 平方公尺 (合 2 至 2½ 平方英尺)；

(二) 蜂窩式每制動馬力 0.28 平方公尺 (合 3 平方英尺)；

(三) 散熱片管式每 B.H.P. 為 0.46 平方公尺 (合 5 平方英尺)。這面積將散熱片面積包括在內。

設 D = 管子直徑以公分計 (管式及散熱片管式為外直徑，蜂窩式為內直徑)，

L = 每管長度以公分計，

N = 管子數，

S = 散熱面積以平方公尺計。

於是
$$S = \frac{\pi D L N}{100 \times 100} \text{ 平方公尺。}$$

$$N = \frac{10000 S}{\pi D L}$$

散熱器的厚：蜂窩式不宜超過 10 至 13 公分，管子式不宜超過 15 公分。空氣流過較厚散熱器，要提高空氣溫度，減去散熱效能。

散熱器及汽缸水套內裝滿清水時，以現在一般汽車論約自 15 公斤至 30 公斤，約合美國 4 至 8 加倫。

多山地帶，汽車上坡，速率減低，汽缸壁散熱時間加長，水溫度增加，空氣速率減低，散熱器溫度亦增加，時有發生水開危險。此種特殊地帶行駛車輛，可採用較大散熱器。

空氣經過散熱器，所發生的影響甚為重大。散熱氣的散熱依賴：

1. 水與空氣平均溫度之差；

2. 由水往空氣,熱所經過的傳導面積;
3. 水管內水流的速率;
4. 空氣經過散熱面積的速率;
5. 水及空氣發生旋流 (Turbulence) 的數量.

圖 172 及 173 表示二種不同散熱器工作曲線. 圖 172 表示每分鐘由水散去熱量(卡),與每分鐘水流過散熱器的數量(公斤),兩者間的曲線

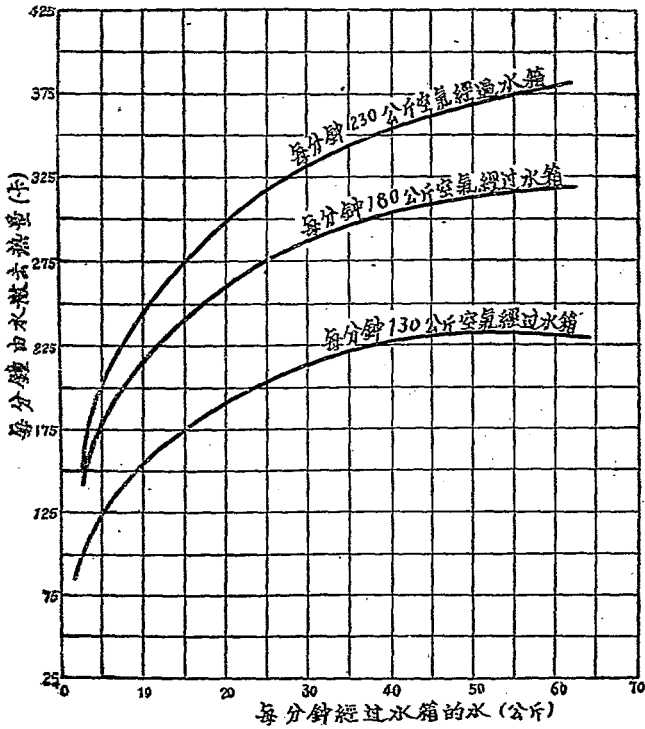


圖 172. 汽車散熱器工作曲線(上).

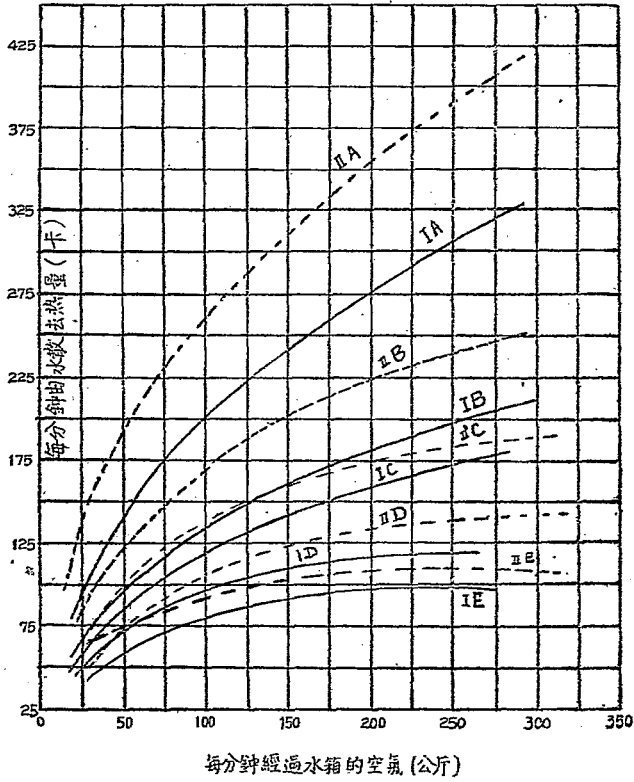


圖 173. 汽車散熱器工作曲線(下).

I, II 表示兩種不同散熱器.

- | | |
|--------------------|---------------------|
| IA 每分鐘 60 公斤水經過水箱. | IIA 每分鐘 60 公斤水經過水箱. |
| IB 每分鐘 8 公斤水經過水箱. | IIB 每分鐘 12 公斤水經過水箱. |
| IC 每分鐘 6 公斤水經過水箱. | IIC 每分鐘 6 公斤水經過水箱. |
| ID 每分鐘 3 公斤水經過水箱. | IID 每分鐘 3 公斤水經過水箱. |
| IE 每分鐘 1 公斤水經過水箱. | IIIE 每分鐘 2 公斤水經過水箱. |

關係.每一種曲線所經過的空氣,認為常數.如通過空氣數量低,水流量

雖行增加，散熱效能并不增加。每分鐘水流量在 50 公斤以上時，倘空氣不增加，曲線則不上升。

圖 173 表示每分鐘散去之卡，與每分鐘流過的空氣數量的關係。圖中曲線可以證明水流量越大，空氣速率越高，散去的熱量亦愈高。

水及空氣的速率增加時，足以發生旋流，使存留水管內及水管外與金屬相接觸的，水及空氣的安定層 (Quiescent film) 擊破衝散。於是散熱效能自然增強。水和空氣的增速率，水管外散熱片製成波浪形，波浪式的蜂窩水管均足增加旋流。

問 題

1. 速率高，每隻汽缸內馬力多，由汽缸壁散去熱量較少；上山水箱內水容易發生高熱。這些現象如何解釋？
2. 55 匹馬力柴油發動機，每馬力時消耗柴油 200 克，柴油熱能為 10000 卡/公斤，由水散去熱量為 30%，出水溫度為 85°C 進水的溫度為 70°C ，水流速率為 1 公尺/秒。求出水管直徑。
3. 設汽缸厚為 6 公釐， $C=40$ ， $K_1=1000$ ， $K_2=200$ ， $A=0.628$ 平方公尺。求每小時散去的熱量 Q 。
4. 空氣散熱片的形狀和尺寸，分別加以研究。
5. 出水管口徑何以要比進水的大？約大多少？
6. 發動機何以有時需要節熱 (Thermostat)？說明二種節熱方法。

第三十章 風扇和水邦浦

風扇。車行速率減低時，應有充分的空氣通過散熱器(即水箱)。在散熱器後面的風扇(Fan)擔任流通大量空氣的任務。

空氣通過散熱器越方便，發動機蓋兩側流出氣體越容易，風扇效率越高。

空氣流動效率，視空氣經過散熱器的速率而定，所有通過整個散熱器的空氣速率最好能趨於一致。因此風扇扇葉所扇到的面積越大越好。

普通發動機速率加足時，風扇應該能夠使空氣經過散熱器的速率至少在每秒 8 到 10 公尺以上。所以普通汽車在車行慢速時，風扇應能產生空氣流速至少為 3 至 5 公尺/秒。

每分鐘散退 1 卡熱量，約需散熱面積 0.02 平方公尺。如經過空氣管子斷面小 50 倍，每分鐘散退 1 卡熱量面積為 0.0004 平方公尺。如風扇使空氣流通速率平均為 3 公尺/秒，風扇在同時間內應產生空氣量為 $0.0004 \times 3 \times 60 = 0.072$ 立方公尺。如空氣流速為 5 公尺/秒，則空氣出產量為 0.12 立方公尺。所以發動機散退 1 卡的熱，風扇應能按時供給 0.07 至 0.12 立方公尺的空氣每分。

設汽車發動機馬力 100 匹，在加足速率時每馬力每分鐘應散退 12 卡熱量，散退熱量總數為 1200 卡。

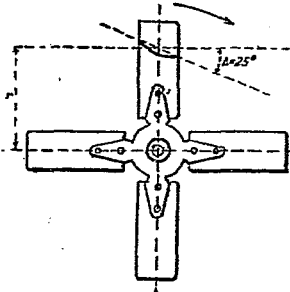


圖 174. 4 葉風扇。

上述汽車行駛最慢時，風扇應能產生空氣量為 84 至 144 立方公尺/分。普通此項汽車平均產空氣量每分鐘至少 90 至 100 立方公尺。

由經驗而得風扇產生最大空氣量的條件，風扇葉 (Blades) 節距 (Pitch) 與風扇直徑之比應靠近 1.1，例如風扇直徑為 0.40 公尺，節距應為 0.45 公尺。設 r 為風扇中心至扇葉之距離， $2r$ 約等於風扇直徑 $3/4$ 為風扇斷面最有效部分， Δ 為扇葉對旋轉平面的傾斜角，於是節距的定義：

$$H = 2\pi r \tan \Delta.$$

$H=1.1$ ，則 Δ 角永遠靠近 25° 。

扇葉形狀以凹形較為有利，凹面向着發動機，凸面對着散熱器。即空氣流進方向應對着凸面。

凹形扇葉比平形扇形，工率較費，唯空氣產生量增加。凹形曲線半徑約 150 公釐。

扇葉的寬度不宜超過 75 公釐至 100 公釐。過寬反而阻礙空氣的流

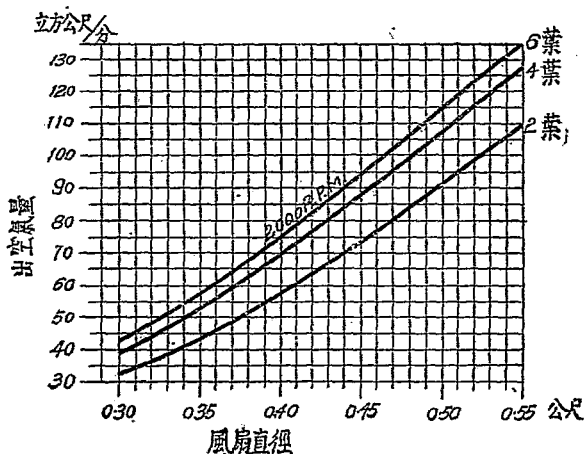


圖 175 A. 每分鐘 2000 次風扇出氣量，如每分鐘 N 次，出空氣量照圖乘以 $\frac{N}{2000}$ 。

進。例如 100 公釐寬的扇葉比較 75 公釐的，祇能增加 10% 的空氣產生量。普通扇葉寬度約自 3.5 公分至 8 公分。

扇葉數目過多亦足阻礙空氣的順利流進。二個相同的風扇，由二葉改用四葉祇能增加 17% 的空氣生產量。由二葉改用六葉增加 26%，由四葉改用六葉增加 8%。

二葉風扇於轉灣時發生週期性旋徑 (Periodic gyroscopic) 矩力動作，增加響聲及振動，所以不能採用。三葉四葉或六葉的風扇可使此項動作減到最低，并趨於平衡。

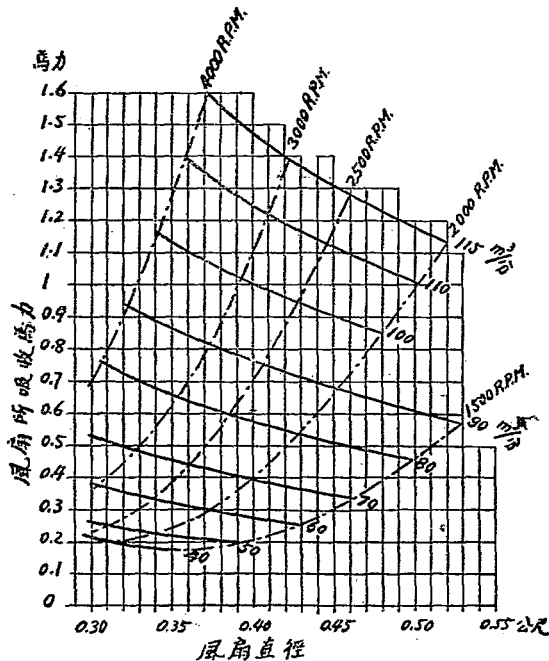


圖 175 B. 四葉風扇所吸收功率及出空氣量。

散熱器後面的風扇所產生的空氣量與發動機每分鐘旋轉數成比例，類似的風扇與風扇直徑的平方成正比（圖 175 A）。圖中表示發動機每分鐘旋轉 2000 次，二葉四葉及六葉風扇的空氣立方公尺生產量。投影扇葉寬約 40 公釐，空氣產生量與速率成比例。

風扇直徑越大，空氣產生量越增加，所以風扇直徑應盡量放大。

速率低風扇聲音可以減小。普通風扇旋轉數等於曲軸的 0.7 至 1.4 倍。

風扇工率至多不應超過發動機工率 5%。

風扇葉普通均用鉚釘釘在風扇殼週圍，殼內用二付軸承裝置，風扇多用皮帶駛動，皮帶斷面為梯形，用纖維及橡皮製成。

水邦浦。水壓力低出水量大，以採用離心式水邦浦 (Centrifugal water pump) 最為合宜。

必需的出水量。每分鐘必需的出水量 D 以呎計算，可依每分鐘應散去的熱量 Q ，和散熱器內所減低的溫度 $\Delta\theta$ 而求得。為維持汽缸週圍溫度不使有過大的變動， $\Delta\theta$ 的數量越小越好。

使發動機動作更柔軟 (Smoothness)，汽油量消耗更節省，汽缸平均溫度應盡量提高，所以 $\Delta\theta$ 應該很小。

按照經驗和理論，發動機內水流溫度的變動， $\Delta\theta$ 約等於 8° 至 $9^\circ C$ 。

設 T 為發動機的工率 (Power) 以馬力計算， E 為每馬力每分鐘散去的卡數。

水比熱為 1，發動機內每分鐘由水散去的熱量為 $D\Delta\theta$ ，即等於 ET 卡。

所以水邦浦每分鐘每馬力出水量，以呎計算：

$$\frac{D}{T} = \frac{E}{\Delta\theta}$$

有汽門汽車發動機， $E=12$ 至 13 卡/分 最大時可以達到 17。

設 $\Delta\theta$ 等於 8° 至 9° ，每分鐘每馬力邦浦水量為 1.3 呎至 2.1 呎，平均為 1.5 呎到 1.6 呎。

無汽門 (Valveless) 汽車發動機 $E=6$ 至 9 卡，每馬力每分鐘邦浦水量為 0.7 呎至 1.1 呎。

馬力高飛機發動機 E 約等於 5 卡，每分鐘每馬力邦浦水量為 0.5 呎至 0.7 呎。

發動機式樣	邦浦水量 $\frac{D}{T}$ 呎/分/馬力
有汽門汽車發動機.....	1.3 至 2.1
無汽門汽車發動機.....	0.7 至 1.1
飛機發動機.....	0.5 至 0.7

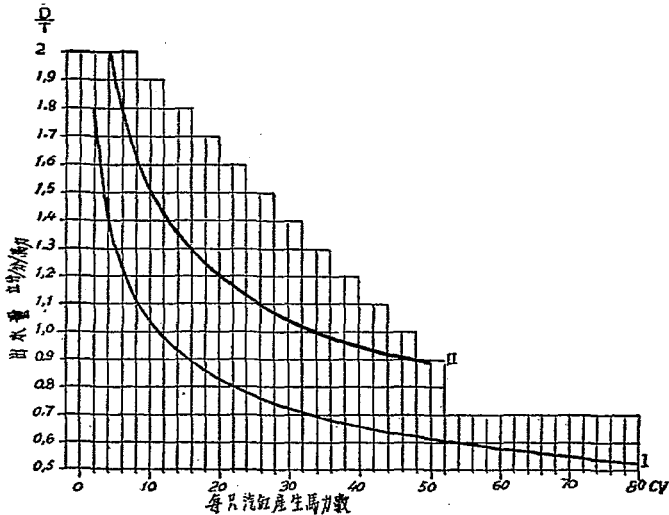


圖 176. 邦浦水量 $\frac{D}{T}$ 呎/每分/每馬力。

- I. 汽門在發動機上面，每呎汽缸容量合 20 至 30 馬力；
- II. 汽門在旁邊每呎汽缸合 20 至 25 馬力。

圖 176 內, $\Delta\theta=8'$, 每分鐘每馬力出水量 $\frac{D}{T}$ 係對照下列二公式
 所求得 E 計算:

$$E = \frac{18}{\sqrt[3]{T_1}}, \text{ 進步發動機.}$$

$$E = \frac{26}{\sqrt[3]{T_1}}, \text{ 普通發動機.}$$

E 為每分每馬力應散去熱量以卡計, T_1 為每隻汽缸工率以馬力計。

為補救偶然發生的混合氣體過於濃厚, 點火過於提晚, 風扇皮帶走滑諸毛病, 有若干散熱器設計家建議於應散去的熱量數值之外, 再提高 20%。

離心式水邦浦構造。葉輪 (Impeller) 和邦浦殼子 (Pump housing) 為離心式水邦浦構造的主要部分。葉輪普通均用六葉片。

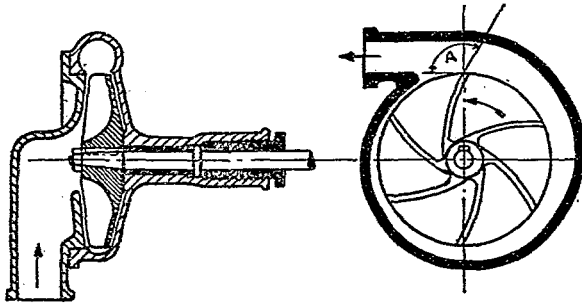


圖 177. 離心式水邦浦。

水向葉輪軸方向進入, 再由葉片切線方向流出。邦浦內永遠儲滿水量。

葉輪旋動後由離心力, 以相當速率使水向週圍流動。這速率在出水管內變為壓力。邦浦殼子週圍水路逐漸放大。殼子多用鋁製, 葉輪及軸用鋁, 或鋼製, 亦有用錳銅 (Manganese bronze) 製, 與水接觸可免鏽蝕之患。

為避免發生空隙 (Cavitation), 阻礙水流, 水進入葉片的阻力應盡量減小, 所以邦浦進水管口徑應盡量大。

水在邦浦內計有二種運動: 順着輪葉, 成切線方向流動, 稱相對速率 V_r , 亦稱相對運動; 照葉輪旋動方向為牽引速率 V_e 。

由上列速率 V_r 和 V_e 的合力速率 V 稱絕對速率, 離開葉片之後變成壓力; 絕對速率的大小視葉片的形狀而定。

(一) 葉片向後, 絕對速率 V 相當低, 出水量大水壓力低時採用此式邦浦。汽車上水壓普通為 5 至 10 公尺的水柱, 所以亦採用此式邦浦為合宜。

汽車水邦浦葉片向後傾斜程度, 使葉片 B 點的切線與半徑 OB 所成 α_2 角應在 80° 左右。如水壓較高如飛機發動機水柱高為 10 至 20 公尺, α_2 角可到 50° 至 60° 。

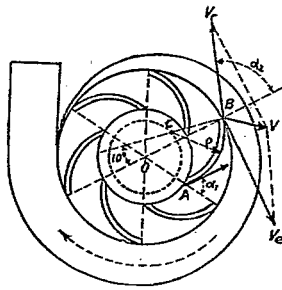


圖 178. 離心邦浦。
葉片向後。

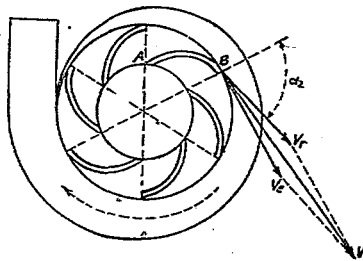


圖 179. 離心邦浦。
葉片朝前。

但實際上葉片的傾斜多用圓週的弧度, 亦有半面半徑式的。

(二) 葉片向前傾斜, 雖周線速率 V_e 相等, 但絕對速率 V 提高很多。飛機發動機邦浦出水壓力高, 必要時達 15 至 20 公尺, 多採用此式邦浦。

向前傾斜最好葉片曲線，使 α_2 角等於零（圖 180）。葉片圓心為 C 位於葉片終點切線內。

在理論上兩葉片間的斷面保持常數。葉片寬度自葉輪中心向輪周漸次減小，與到輪圓心距離成反比。換句話說，葉片向輪周的中心漸次加寬。設 Φ 為葉輪直徑，葉片寬最小部分為 0.12Φ ，最大部分為 0.18Φ 。進水處葉輪內直徑約 0.55Φ 至 0.60Φ 。

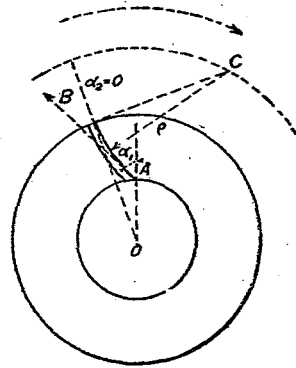


圖 180. 葉片向前離心式水邦浦。

四汽缸發動機水邦浦速率與曲軸的相等，六汽缸發動機約等於曲軸的 1.5 倍，12 隻汽缸發動機約等於 1.2 至 1.3 倍。

式樣相同發動機，水邦浦速率與曲軸速率比例相同，在正常出水量狀態，水邦浦葉輪直徑 Φ 與發動機汽缸總容量的四方根成比例。所以水邦浦的尺寸跟隨着發動機的尺寸而又些微的增加。

V 式發動機每排汽缸各用一水邦浦，亦有用同一水邦浦，內有二葉輪及二出水管。亦有用同一葉輪及二出水管的。

水邦浦內發生空隙現象。按照普通理論，離心式水邦浦打水的升高度以出水量及葉輪旋轉速率為函數。

但這理論并不完備。水邦浦使水循環的溫度可以達到 88°C 。溶解水內的氣體遇着這種高溫，無疑的要被擠出來變成汽泡，在水循環內使水流產量及水壓力減低。

所以空隙現象實在不能加以忽略，他足以威脅邦浦的工作失效，按照定義如進入邦浦輪葉的絕對壓力 (Absolute pressure) 降到飽和水蒸汽漲力數值時，即發生空隙 (Cavitation)。此項定義亦可應用到輪船推進器。

如水管內有部分發生沸點，大量汽泡形成空隙，足使水壓力及水流量降到零。惟此種現象在水邦浦內係逐漸產生。出水量及壓力二者互相繼續減低。

空隙係數計算如下：

P_s = 邦浦進水水壓力或稱靜壓 (Static pressure).

P_a = 空氣壓力。

P_v = 進水溫度 t_2 時飽和水蒸汽壓力。

進水絕對壓力為 $P_s + P_a$ ，使水在出水管內流動所必須的水位壓力 (Potential pressure)：

$$P = P_s + P_a - P_v.$$

空隙越大，水位壓力越小，邦浦永流發生困難。

飽和水蒸汽 P_v 與進水絕對壓力 $P_s + P_a$ 之比稱為空隙指標 (Indication of cavitation)：

$$i = \frac{P_v}{P_s + P_a}.$$

空隙的定義係指標數值等於 1 時而言。

如指標值在 0.10 至 0.15 以上時，離心式水邦浦的動作即受着空隙的影響。

設氣候的溫度為 15°C ，在水位為 0 公尺，水邦浦內的水是冷的，指標值約等於 0.015，可忽略不論，水邦浦毫不受空隙影響。

依據上述條件我們可以決定離心式水邦浦的特性曲線。

水位壓力 P 與進水絕對壓力之比：

$$p = \frac{P}{P_s + P_a} = \frac{P_s + P_a - P_v}{P_s + P_a} = 1 - i.$$

相對水位壓力 p 與空隙指標直接發生關係，為水邦浦的特性係數。水冷時此係數約等於 1，空隙加大，係數漸近於零。

相對水位壓力 p 依賴：

(一) 飽和水蒸汽壓力 P_s ，以邦浦進水溫度 θ_2 為函數。

(二) 水負荷即水靜壓力 P_s 。如大氣壓力 P_a 為一定，溫度 θ_2 越高 P_s 越高，則係數 p 越減小。

水負荷越大較為有利。空氣壓 0.14 時普通水壓在 1.50 公尺以下。

(三) 空氣壓 P_a 隨高度的增加而減低。如進水溫度 θ_2 加以限制，使水汽壓力與空氣壓成比例，則空隙指標 i 及相對水位壓力 p 很少受着高度的影響。

空氣溫度約 $15^\circ C$ ，壓力為水銀柱 760 公厘，所有壓力的計算依照空氣壓力分數而定。

設水靜壓力平均為 1 公尺，於是邦浦進水 $P_s = 0.10$ 。水蒸汽壓力以 θ_2 為函數。參考圖 181。

在高度 0 時， $P_a = 1$ 。圖 181 表示在 0, 2,000, 4,000, 6,000, 8,000, 10,000 公尺高度，相對水位壓力 $p = 1 - i$ 曲線，以進水 θ_2 為函數。

在每一種高度，溫度 θ_2 增加時，係數 p 逐漸減小。

在高度為 0 時， $\theta_2 = 60^\circ$ ， $p = 0.82$ ， $i = 0.18$ ，所以空隙亦不能忽視。在同等條件內，如 $\theta_2 = 87^\circ$ ，於是 $p = 0.48$ ，空隙指標升到 0.52。

飛機發動機，進入散熱器水溫度 θ_1 較沸點約低 5° ，在散熱器內溫度減低數 $\theta_1 - \theta_2$ 等於 $8^\circ C$ 。在 z 公尺高度進入水邦浦水溫度 θ_2 較沸水溫度 $\theta_s = 100 - \frac{z}{300}$ 低 13° 。

在實際上相對水位壓力 p 及空隙指標 i 在散熱器內隨着高度的變動很小。 p 以高度為函數略有增加，在最高度時則變動很小。平均 p 及 i 可取各等於 0.5。

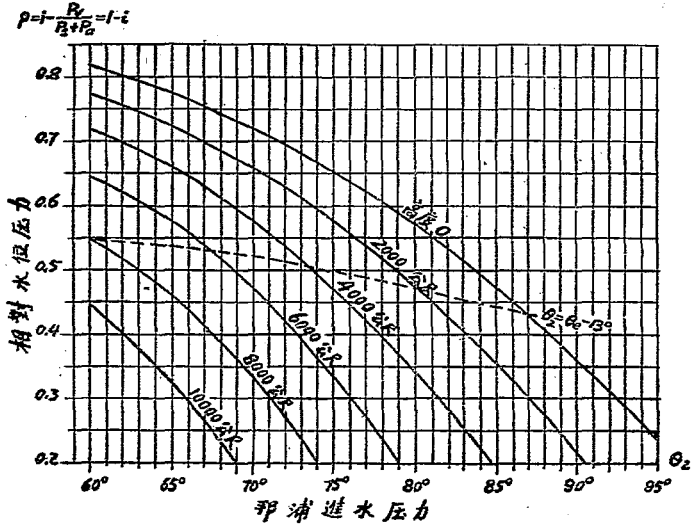


圖 181. 離心泵浦空腔指標 i ，相對高度水位壓力 $p = 1 - i$ 以進水溫度 θ_2 為函數。
 水靜壓力 $p_s = 0.1$ 空氣壓。
 虛曲線 $\theta_2 = \theta_e - 13$ ， θ_e 為各高度的沸水溫度。

水循環負荷的損失。 在一小段內水流的速率是等速的。水流的平均速率乘以水管口徑即得出水量。因水流內部的阻力，水壓力依着水流動方向減低，於是水負荷發生損失。

水流內阻力的主要因素：

A. 水的：

黏性；

溫度；

壓力；

平均速率。

B. 外部條件：

管子壁性質；

管子斷面形狀和大小；

管子口徑和管子方向的變動。

(一) 水的黏性越大，內部阻力亦越增加。純粹的水不受黏性影響。為降低冰點水內攙和他種液體，有時即足發生黏性作用。

(二) 水溫度增加，阻力減小。

(三) 實際上阻力同壓力各相獨立。

(四) 阻力隨水流的平均速率而增加。通常阻力的增加遠較速率為快。在高速率時，阻力與速率的平方成比例。在低速，在管壁平滑，無彎曲，無斷面的變動時，阻力的增加較速率的平方為低。

水管內負荷損失：

直線部分。直式管子水流的負荷損失大約依照速率 1.5 方遞增。如水流速率相等時，負荷損失依照水管直徑 1.25 方成反比。換句話講，水管直徑越小，損失越大。

水流速率	負 荷 損 失	
	管直徑 40 公釐	管直徑 20 公釐
公尺/秒	水柱公分	水柱公分
1	5	10
1.5	7	18
2	13	28
2.5	18	40
3	23	54
3.5	29	68
4	36	85
4.5	42	102
5	48	120
5.5	55	140
6	62	160
6.5	69	178
7	77	205

水流速率每秒超過 5 公尺時，負荷損失依照水流速率 1.5 方略為增加，但實際上水管內速率均在 5 公尺以下。

所以水流的損失照水循環速率 1.5 方計算，且與水管直徑 1.25 方成反比例。

出水量與管口斷面之比所得之商即為速率。管口斷面按照管口直徑增加。

以 D 為出水量， Φ 為直徑，於是水流損失為 $\frac{D^{1.5}}{\Phi^{4.15}}$

水管轉 45° 彎——銅管直徑為 40 公釐

水流速率	彎度損失	水流速率	彎度損失
公尺/秒	水柱公分	公尺/秒	水柱公分
1	1	4	12
1.5	2	4.5	17
2	3	5	24
2.5	5	5.5	33
3	7	6	44
3.5	9		

如出水量保持不變，水流損失視直徑的減小而增加，約與直徑的四方成反比例。

45° 彎。 水管轉 45° 彎影響水流損失如前表所示。管內直徑為 40 公厘。這損失約隨速率的平方遞增。

90° 彎。 因轉 90° 彎水流所增加損失約等於水流速率 2.1 方。

90° 彎——水管直徑 40 公釐

水流速率	因轉彎所受損失	水流速率	因轉彎所受損失
公尺/秒	水柱公分	公尺/秒	水柱公分
1	7	3.5	95
1.5	16	4	123
2	30	4.5	158
2.5	49	5	200
3	70		

圓角。銅管內直徑 30 公厘，管子轉 90° 彎。惟轉角處成圓角，圓角半徑 150 公厘。

直形管部分水流損失約依速率指數 1.5 增加，由轉彎所加額外損失係照速率指數 2.46 增加。

管子直徑 30 公釐轉 90° 彎轉彎處半徑 150 公釐

水 流 速 率	每公尺直管所受損失	因轉彎所受損失
公尺/秒	水 柱 公 分	水 柱 公 分
1	6	2
1.5	11	5
2	17	11
2.5	24	19
3	31	30
3.5	39	43
4	48	60
4.5	57	80
5	67	102

水套內損失。下表為 6 隻汽缸發動機在水套內 (Water jacket) 水流損失，損失的增加較速率的平方略為遲緩。

出 水 量	六 汽 缸 水 套 水 流 損 失
磅/分	水 柱 公 尺
50	0.20
100	0.64
150	1.24
200	2.16
250	3.20
300	4.50
350	6.30
400	8

水箱內損失。水箱或散熱器 (Radiator) 內正常的水流速率，飛機發動機每秒鐘不超過 0.20 至 0.50 公尺，汽車發動機 0.05 至 0.15 公尺。這速率與水管內的比速是很慢的。

下表散熱器計容水 20 噸,散熱器前面面積 4000 平方公分,水流損失合速率指數 1.6. 散熱器散熱面積每平方公尺每分鐘出水量 30 噸,平均水流損失約 0.20 至 0.30 水柱公尺.

出 水 量	損 失
噸/分	水 柱 公 尺
50	0.46
100	1.45
150	2.78
200	4.34
250	6.04
300	8.50

水流總損失. 散熱水循環水流總損失約略小於水邦浦出水量的平方. 如將空隙程度計算在內,損失更要增加.

水邦浦工況. 汽車發動機水邦浦工況近似情形:

- (一) 出水量與速率成比例;
- (二) 效率為常數;
- (三) 旋轉所吸收工率 (Power) 依速率的立方增加.

普通效率均在 60% 以下,所吸收工率約合發動機工率 0.3%.

冷熱循環. 工率較低汽車發動機,散熱所需要水量不大,採用冷熱循環 (Thermosiphon) 設備即足維持.

水的溫度增加,水的密度即減小. 應用這原理,在適當的密封流動水管內,水即可以發生自行冷熱循環.

在 4° C 時水的密度為 1, 溫度增加後,水密度減低如下表:

溫度 C	密 度
40°	0.9922
50°	0.9881
60°	0.9832
70°	0.9778
80°	0.9718
90°	0.9653
100°	0.9584

汽缸周圍的水吸收熱量後上升，流入散熱器，經冷卻再流回到汽缸周圍的水套。水流速率甚慢，平均為 0.01 公尺秒，冷熱溫度有時相差達 40° C.

因此冷熱循環的散熱效率不良，所需要的散熱面積要比用水邦浦的大 25%。水的溫度較高時常靠近沸水的邊緣，所以水管直徑亦需要特別大，散熱器地位亦要特別提高。

這些條件與新式汽車發動機不能符合。所以自流冷熱循環散熱設備，汽車界已不再採用。

防凍劑。 防凍劑的條件是一種物體在水內容易溶解，能使溶液的冰點降低，且對銅、鋼、鋁等不發生侵蝕作用。綠化鈉，綠化鈣均具備上述條件，惟成本略高。現在多採用甘油 (Glycerine) 和酒精以適當數量與水相混合。

甘油 94% 含水 6% 時密度為 1.26，合波美 (Baume) 表 30°；甘油 90% 含水 10% 時密度為 1.24 合波美表 28°。

甘油化學公式為 $C_3H_8O_3$ ，分子重量為 92。含 28% 甘油的水溶液黏性在 50° C 以下時比水的黏性大，在 50° C 以上時比水小。這種溶液在散熱器內對黏性並不發生影響。

酒精價格比甘油低廉，流動性亦比甘油大，惟很容易蒸發對油漆及賽璐洛均發生侵蝕作用。

單獨用酒精，酒精與水混合，或酒精甘油與水混合，均可作為防凍劑。下表 % 係指容量而言。

酒精水混合

酒 精	水	水 點
25%	75%	-12°
30%	70%	-15°
40%	60%	-18°
50%	50%	-23°

酒精甘油水混合

酒 精	甘 油	水	水 點
15%	15%	70%	-20°
17%	17%	70%	-25°

問 題

1. 風扇葉的寬度,葉數的多寡,葉的長度與出空氣量有何關係?
2. 六隻汽缸發動機制動馬力 108 匹,水流溫度的變動為 $10^{\circ} C$. 求每分鐘應散去的熱量多少卡?每分鐘需水若干呎?
3. 解釋空隙,空隙指標,相對水位壓力,旋徑運動諸名詞.
4. 水邦浦各部分尺寸如何計算,用公式加以說明.
5. 水流散熱各部分負荷損失 列表加以比較.
6. 研究水散熱與海拔高度的關係.汽車在 5000 公尺高度的山頂上行駛,會發生那幾種的影響?

第三十一章 潤滑

摩擦：任何平滑的面積，在顯微鏡 (Microscope) 下，均不能避免發現高坡與深谷。所以一個面積在另一面積上移動時，這些坡谷互相發生阻礙和抵抗。這種阻抗 (Resistance) 稱為移動摩擦 (Sliding friction)，或稱往返摩擦。

一個極平滑的圓柱在一平面上滾動，所發生的阻抗，稱為滾動摩擦 (Rolling friction)。滾動摩擦的接觸面照理為一根線的接觸，所以所發生的摩擦比較移動摩擦較小的多。

關於摩擦的定律，有若干點到現在還未能十分明瞭和確定。二個固體面積所發生的摩擦量，與下列各項有關：

一、每單位面積所受的壓力。壓力越大，摩擦越增加。例如鐵與鐵摩擦，每平方公分壓力為 10 公斤時，移動摩擦係數為 0.17；壓力增到 35 公斤/平方公分時，摩擦係數增到 0.40；壓力增到 40 公斤/平方公分以上，摩擦面就要發生傷痕。

二、摩擦速率 (Rubbing speed)。靜止時的摩擦較運動的摩擦為大。運動的速率增加，摩擦減小，或並無增減。但速率達到一定限度之後，摩擦與速率的增加成正比例。所以速率過高或過低時，摩擦均行增加。

三、摩擦面及材料。摩擦面越平滑，摩擦越減小。各種材料間的摩擦，極不一致。普通堅硬的材料與較軟的材料相摩擦，比較有利。

在二個面積之間，加入潤滑料 (Lubricant)，摩擦可以極度的減小，摩擦定律亦有若干的變動：

(一) 摩擦與每單位面積所受壓力的關係減小。如潤滑良好，摩擦與壓力幾乎不發生影響。

(二) 潤滑料的黏性 (Viscosity) 減小，摩擦要增加。

(三) 摩擦與摩擦速率成比例。

(四) 摩擦與潤滑料的高度成反比例。

摩擦係數。 摩擦係數 (Coefficient of friction) 等於抵抗力或摩擦力 (Frictional force) 與所擔任負荷 (Load) 之比，普通均用 f 或 μ (讀 mu) 表示。

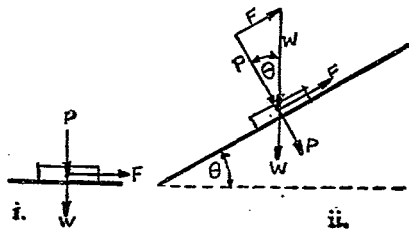


圖 182. 摩擦力量解。

摩擦係數亦可用角度表示。例如用 W 重量的物，放在斜面上，使斜面角度漸漸增大，俟 W 開始下降時的角度為 θ 。於是：

$$P = W \cos \theta.$$

$$\frac{F}{P} = \tan \theta = f.$$

P = 垂直方向的負荷，

F = 摩擦力以公斤計，

f = 摩擦係數。

W 物體開始運動之後，摩擦係數減小，此時可用 $\tan \phi$ 代表。

例題 68. 重 15 公斤的生鐵塊，放在水平生鐵板上，停止摩擦係數 = 0.16，運動摩擦係數 = 0.15。求 (一) 移動所需的力。(二) 如生鐵板成

50° 斜角時，止住生鐵塊移動的力。(三) 移動後維持繼續移動的力。

(一) 在水平面上移動的力 = $0.16 \times 15 = 2.4$ 公斤。

(二) 止住生鐵塊移動的力 = 總的力 - 摩擦力；

$$= 15 \times \sin 50^\circ - 0.16 \times 15 \times \cos 50^\circ$$

$$= 11.49 - 0.16 \times 9.642$$

$$= 10.4 \text{ 公斤。}$$

(三) $15 \times \cos 50^\circ \times 0.15 = 9.642 \times 0.15 = 1.157$ 公斤。

摩擦係數，大約數值如附表。

摩·擦·面·狀·況	摩 擦 係 數	
	限 度	平 均 數
未 潤 滑	0.10 至 0.40	0.160
半 潤 滑	0.01 至 0.10	0.030
全 潤 滑	0.002 至 0.010	0.006
鋼 棍 軸 承	0.002 至 0.007	0.005
鋼 珠 軸 承	0.001 至 0.003	0.002

移動面與潤滑油接觸牽引力。設面積 A_0 與 A_1 之間加入一層潤滑液體，液體高度為 h ， A_0 係固定， A_1 的移動速率為 V 。

靠近 A_0 及 A_1 面積機油（即潤滑液體）的速率為 V_0 及 V_1 ，於是 $V > V_1 > V_0$ 。

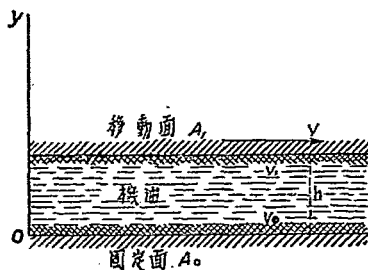


圖 183. 二壁面間液體層或機油層。

當運動面移動時，靠着他的機油跟着運動，在 A_0 及 A_1 之間有一種牽引力與相對速率相平行，與接觸面積 s 及對機油壁面垂直的變動速率成比例，這力為：

$$F = \mu s \frac{dv}{dy}$$

μ 係數測量機油分子間的摩擦，與黏性不同。

如機油的高度很小， $\frac{dv}{dy}$ 可由 $\frac{v_1 - v_0}{h}$ 代替：

$$F = \mu s \frac{v_1 - v_0}{h}$$

如靠近固定面 A_0 的機油並無運動，靠近移動面 A_1 的整個牽引着，則上述公式可變成：

$$F = \frac{\mu s v}{h}$$

如移動面 A_1 的牽引力小於面下機油內聚性 (Cohesion) 的阻抗，即發生滑動。這種滑動為時很短。移動面使靠近的機油面速率漸行增加，使油的阻力漸行消失。牽引力比內聚性阻抗大，機油滑動即行終止。此時 A_1 面的速率與靠近機油層的速率相等， $v_1 = v$ 這就是固體與機油摩擦的狀態解釋。

影響區。牽引機油的速率，距離運動面越遠，越減小，以至於零。靠運動面運動部分的機油區域稱為影響區 (Zone of influence)，區域限線以外機油不動，速率為零。

影響區的大小視運動面速率，狀況，機油性質，及溫度而定。

如運動面速率為一定，機油內聚性越大，分子互相摩擦越大，影響區越廣，離運動距離面越遠。

分子摩擦。流動為機油或液體的特性，但並非絕對的。若不能勝

過變動時的阻力，我們不能變更他的現狀。這內部阻力就是分子互相摩擦。

在一定的速率與溫度條件內，液體的分子摩擦可用彼此對抗的二層液體的滑動阻力來測量。

在每一種溫度，液體均有他自己的分子摩擦。分子內部溫度增加，液體分子摩擦則減小。

分子摩擦與黏性的區別。黏性與分子摩擦性質不同，人們時常混淆不清。

黏性代表液體內聚性，祇是溫度的函數。在一定溫度內液體均按一定的試驗速率流出。用適當的工具和條件可測定黏性的程度。

分子摩擦係屬一種抵抗力，以速率及溫度為函數。

現象圖解。影響區可用縱座標 Oy 上 OM 線代表。 O 為開始點，接近運動面液體速率最大，如發生滑動時這速率由橫座標上 OP 線代表。如無滑動則由曲線的切線 OP_1 代表。 M 點速率為零。在速率曲線以下液體靜止不動。

在 OM 中心點， AB 代表液體的平均速率。

在二個面之間的機油或液體，因相對運動而起的剪割，視下列諸條件而定：

1. 壁面的相對速率；
2. 間隙 (Clearance)，或二壁面間距離。
3. 二壁面間的壓力；
4. 壁面的性質。

壁面間的壓力有時居在重要地位，有時屬於次要，與速率的高低關係甚大。

壁面的性質有的與機油容易黏合 具有吸收機油能力，如間隙很小

時, 剪割程度較屬嚴重。

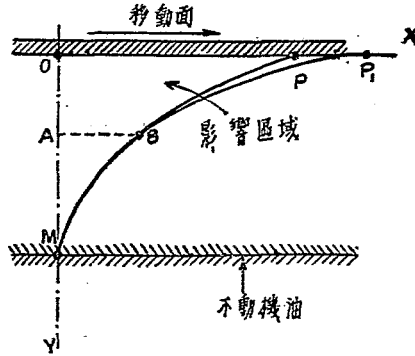


圖 184. 液體層速率的曲線以運動面距離為函數, 固定面在影響區界線上。

圖 184 液體運動速率到固定面時適等於零, 圖 185 速率零時 (M 點) 離固定面尚有一段距離, 機油靜止。這二種運動均屬正常狀態。

圖 186 A 點在 OM 之內。靠着運動面的機油受着二種相反的力, 一種由運動面固着牽引的力 F_B , 另一種為離運動面較遠一層機油由內聚性所產生的阻抗力 F_r ...

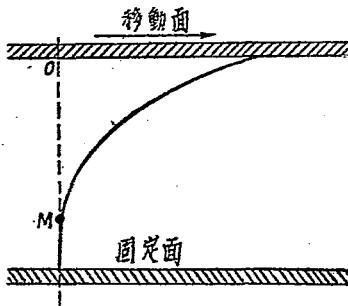


圖 185. 固定面在影響區的下面。

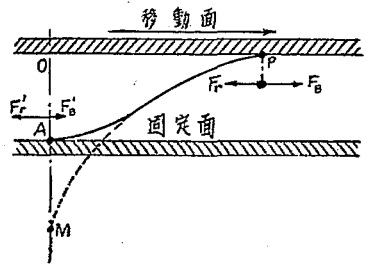


圖 186. 固定面在影響區的中間部分,

如 F_B 大於 F_r ，則無滑動存在，靠運動面機油層有着全部固着作用。

靠着固定面的機油亦受着二種相反的力，一種 F_B' 由上層機油內聚性所牽引，另一種 F_r' 係固定面固着抵抗力。

所以 OA 距離越短，剪割力越大。機油分子摩擦亦增加，但為時甚短；等到溫度增高，機油繼續不斷更換，分子摩擦仍行減低。最後溫度及分子摩擦均達到穩定狀態。

壓力影響。 二壁面間如有很充足的機油量，則二壁面間的壓力問題影響很微。

如壁面間壓力大間隙小，機油容易受熱存留不住。為確實保存二壁面間機油層：

第一應繼續不斷輸入機油。輸入機油的壓力應大於二壁面間的壓力。但壓力過大則又礙機油的存留，過小則不易送進。

第二應用特別設備如軸承內加添油槽，或爪紋，活塞加添油槽和油令，使二壁面間得儲存額外機油供給潤滑。

潤滑油特性。 美國政府規定發動機潤滑油，亦稱引擎油 (Engine oil) 的程式如下表：

程 式	汽 車 及 固 定 發 動 機					柴 油 發 動 機	飛 機 發 動 機	
	最 輕 油	輕 油	半 輕 油	重 油	最 重 油		等 級 一	等 級 二
光點(Flash point)應高於...	315°F	323	335	345	355	360	400	450
燃點(Firepoint)應高於...	355°F	365	380	390	400			
黏性在 100°F (38°C) 時的秒	135 至 165	180 至 200	270 至 330	360 至 440	450 至 550	55 至 65 210°F	90 至 100 75 至 85 210°F	115 至 125 215°F
開始流出點應低於.....	35°F	35	40	45	50	45	45 S 15 W	45
炭沉發%應少於.....	0.10	0.20	0.30	0.40	0.60	0.80	0.15	0.20

W 代表冬天，S 代表夏天。

黏性的量法 係用 Saybolt 氏國際標準黏性量管 (Viscosimeter) 內裝 60 c.c. (立方公分) 潤滑油, 在 100°F 下 (合 38°C) 或 210°F (合 99°C) 時, 油完全流出所需要的時間以秒計算。

S.A.E. 所定潤滑油號數。

美國汽車工程協會 (S.A.E.) 所定潤滑油號數, 完全依據潤滑油黏性, 關於潤滑油其他特性, 並不包括在內。

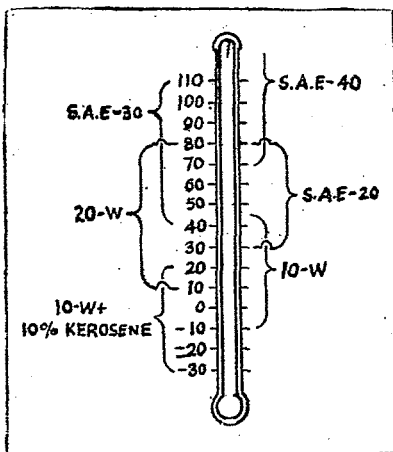


圖 187. 發動機用機油號數與溫度。

用 途	S.A.E. 黏性號數	Saybolt 國際標準管秒數				備 考 地面空氣溫度
		130°F (55°C)		210°F (99°C)		
		最 小	最 大	最 小	最 大	
發動機曲軸箱內用	10	90	小於 120	} 32°F (0°C) 以下
	20	120	小於 185	
	30	185	小於 255	
	40	255	小於 55	} 32°F 以上 70°F (21°C) 以上
	50	75	小於 105	
	60	105	小於 125	
	70	125	小於 150	
速率箱後軸箱方向箱	Saybolt Furol 管秒數 100°F (38°C)					} 32°F 以下 32°F 以上
	最 小		最 大			
	80	小於 80			
	90	80	小於 150			
	110	150	小於 300			
	160	300	小於 600			
250	600				

Saybolt Furol 最管約等於 Saybolt 國際標準管之 1/10 倍。

軸承。軸承的主要構造係一圓柱在另一圓柱內旋動。轉動方位與圓柱母線相垂直。

剪割的條件視壁面相對速率，間隙，及壓力而定。前二條件與平面的相同。至於壓力則因軸需保持平衡受着推動及摩擦諸力，情節比較複雜。

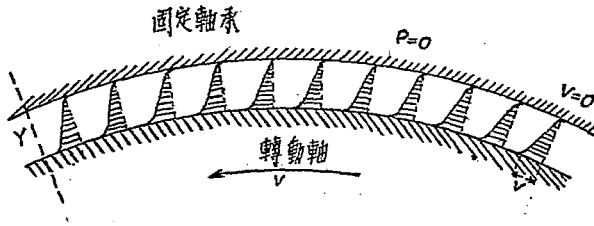


圖 188. 承軸動作。

軸承所需機油量。機油在一定時間和一定溫度內，進入軸與軸承間，祇有一部分參加工作。另一部機油在軸外流過，對摩擦很少影響，簡接幫助減低溫度，使保持軸承的溫度略高於進入的機油溫度。還有一部分機油根本不參加潤滑工作，順流而過。所以精密計算影響軸承機油溫度的因數相當複雜。

普通由軸承摩擦所產生的工作，均用潤滑油所帶走的熱量來計算。我們測量進入的與流出的機油溫度，至於由對流 (Convection) 或輻射 (Radiation) 在軸承及軸間所散失的熱量，並不計算在內。

設 t_1 及 t_2 = 機油進入及流出溫度，普通飛機發動機 t_1 應在 50°C 至 70°C 以下，汽車的約 80°C ；

C = 機油比熱約等於 0.288；

Q = 每平方公分投影面積，每分鐘所需機油以公斤計；

E_1 = 由機油所帶走的熱量。

於是

$$E_1 = Q(t_2 - t_1)C.$$

設

f = 摩擦係數約等於 0.001;

p = 每平方公分投影面積平均壓力以公斤計, 約等於
40至60公斤/平方公分;

f_p = 摩擦力;

V = 曲軸承軸線速率以公尺/秒計算等於

$$\omega r = \frac{2\pi N}{60} \times r = \frac{\pi ND}{60} \text{ 公尺/秒 或 } \pi ND \text{ 公尺/分};$$

N = 曲軸每分鐘轉數;

D = 曲軸軸承直徑以公尺計 = $2r$;

E_2 = 由摩擦所產生熱量, 時間以分爲單位.

於是

$$E_2 = f_p V \frac{60}{425}$$

又

$$E_1 = E_2;$$

$$Q(t_2 - t_1)C = f_p V \frac{60}{425};$$

$$Q = \frac{f_p V \times 60}{(t_2 - t_1) \times 425 \times C},$$

$$Q = \frac{f_p \times \pi ND}{(t_2 - t_1) \times 425 \times C}.$$

設在單位面積內時間 dt , 摩擦微小工作爲:

$$dL = f_p V dt$$

$pV = B$ 可以稱爲磨損係數.

設軸承反力爲 R , 軸承之長爲 L , 投影面積爲 DL , 於是:

$$p = \frac{R}{DL}.$$

$$B = \frac{R}{DL} \times \frac{\pi DN}{60} = \frac{\pi N R}{60 L}$$

結論摩擦係數與承軸直徑的大小無關。為減小摩擦應增加承軸長度，而非承軸的直徑。

例題 69. 六隻汽缸發動機曲軸主軸承 (Main bearing) 四個，每個直徑 50 公厘長 35 公厘。曲軸軸承壓力為 50 公斤/平方公分，摩擦係數 $f = 0.001$ ，曲軸每分鐘旋轉數 3600 次。機油進入溫度 $t_1 = 80^\circ C$ ，流出溫度 $t_2 = 90^\circ C$ 。求主軸承每分鐘所需機油量。

$$Q = \frac{f_p \times \pi ND}{(t_2 - t_1) \times C \times 425}$$

$$= \frac{0.001 \times 50 \times 3.1416 \times 3600 \times 0.05}{10 \times 0.288 \times 425}$$

$$= 0.0235 \text{ 公斤/每分鐘/平方公分。}$$

$$\text{四個主軸承每分鐘所需機油量} = Q \times 5 \times 3.5 \times 4$$

$$= 1.645 \text{ 公斤。}$$

在實際上機油邦浦供給主軸承的油量要比此數略大。

機油邦浦。發動機內汽缸與活塞，聯桿軸承，曲軸軸承，汽門，推桿，桃子輪軸等摩擦面積均需要潤滑。供給上述各處全部油料，汽車界多採用齒輪式機油邦浦 (Gear oil pump)。

邦浦殼子內係齒輪二個。一個主動多由桃子輪軸使動。另一個係被動。機油由 A 管進入，在每二牙齒空際間儲滿機油順着殼子壁，到 B 管輸出。

設 n 為邦浦齒輪每分鐘旋轉數，普通約等於發動機旋轉數二分之一；

Z 為齒輪牙齒數普通均用 12 個牙齒；

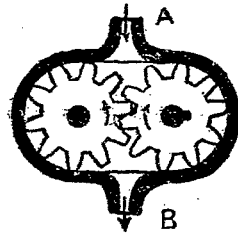


圖 189. 齒輪機油邦浦。
A 進油門。 B 出油門。

v 為兩牙齒間的空隙容量，於是每分鐘邦浦機油出產量為 $2nZv$ 。
二牙齒間的空隙容量可使之等於一個牙齒的容量。

二個齒輪大小相同，設

d 為節圓 (Pitch circle) 直徑；

m 為模數 (module)；

h 為齒高 (Depth of teeth)；

b 為寬 (Width of teeth) 係指與齒輪軸平行的齒長而言。

節圓以上牙齒的高度等於模數，牙齒的總高 h 等於模數的二倍再加 $\frac{1}{2}$ 模數作為必需的間隙。

計算出油量時可使 $h = 2m$ 。

牙齒輪的空隙數等於牙齒數， $2Zv$ 數量代表一個牙齒輪空隙和一個牙齒的總容量。於是：

$$2Zv = \frac{\pi b}{4} [(d+h)^2 - (d-h)^2],$$

$$2Zv = \pi b d h.$$

以上均用公厘單位，理論出油量以每分鐘公升計：

$$Q = \frac{\pi n b d h}{10^6} \text{ 公升/分.}$$

機油邦浦容量效率 ρ 約等於 0.6 至 0.8

每個牙齒輪牙齒數 Z 與模數及節圓直徑發生關係：

$$Z = \frac{d}{m},$$

兩齒輪間的中心距離為

$$a = Zm = d.$$

齒厚等於每空隙的寬度係在節圓上測量，亦等於齒節 (Circular

pitch) 的二分之一或 1.5708 m .

例題 70. 設汽車發動機馬力 100 匹, 每分鐘轉 4000 次, 每馬力/分需機油約 $\frac{1}{16}$ 呎, 發動機在高速率時約合 16 呎. 設邦浦效率為 0.80, 邦浦每分鐘為 $4000 \times \frac{1}{2} = 2000$ 次. 求邦浦各部分尺寸.

$$Q = \frac{\pi n b d h}{10^6} = \frac{16}{0.8}$$

為減小佔領地位, 及使圓週速率不至過大, d 應盡量縮小.

設 $d = 30$ 公厘, $m = 2.5$, 於是

$$Z = \frac{d}{m} = 12.$$

$$h = 2m = 5 \text{ 公釐}.$$

$$Q = \frac{16}{0.8} = \frac{\pi \times 2000 \times b \times 30 \times 5}{10^6}$$

$$b = 21 \text{ 公釐}.$$

於是機油邦浦特性為:

模數 m	2.5
齒高 h	5
節圓直徑 d	30
齒寬 b	21
牙齒數 Z	12

機油邦浦殼子行程 (Stroke) 與齒輪外直徑間應有間隙, 普通等於每公厘邦浦行程 0.005. 例如上述邦浦行程為 35 公厘, 齒輪外直徑應為 $35 - 35 \times 0.005 = 34.85$ 公釐.

邦浦牙齒有用斜形齒, 斜度為 15° , 壓力角為 25° .

例題 71. 機油邦浦每輪有 12 齒, 每兩相鄰牙齒間的面積 $\left(h \times \frac{\pi d}{24}\right)$

爲 14 平方公厘，齒寬爲 25 公釐，每分鐘旋轉 1800 次，效率 0.80。求每分鐘出油量以呎及美加倫計。

$$Q = \frac{2 \times 14 \times 25 \times 1800 \times 12 \times 0.80}{1,000,000} \text{ 呎/分.}$$

$$Q = 12 \text{ 呎/分 合 } \frac{12}{3.8} = 3 \text{ 美加倫.}$$

因發動機的構造精細逐年進步，摩擦逐年減小，潤滑油質地亦繼續改善更覺優良，所以所需要的潤滑油量就逐暫減低。現在飛機發動機每 100 匹馬力每分鐘需機油出產量約 4 呎合 1.02 美加倫。汽車發動機每 100 匹馬力所需邦浦出機油量可以降到每分鐘 2 美加倫左右。

發動機低速時邦浦機油約 1 公斤/平方公分，速率增加，壓力亦增到 2 至 3 公斤（約 30 磅至 45 磅/平方英寸）。邦浦輸送機油的速率每秒鐘約 1 至 3 公尺。嚴冬發動機起動時機油壓力可以達到 5 至 6 公斤/平方公分。

軸承材料。 減摩擦鐵所依附的軸承殼普通係含炭 0.3 半硬鋼所製，或用青銅（Bronze）製，其成分含有銅 85%，錫（Tin）5% 至 6%，鉛（Lead）8% 至 9%，鋅（Zinc）1%。

鋼殼係用錘打方法製成，青銅的除用錘打外，有時用模鑄。

新式發動機速率很高，軸承必需用抗摩擦合金或減摩擦合金（Anti-frictional alloy）內合金屬硬粒和展性材料。

合金裏硬粒主要任務爲抵抗摩擦，並擔任部分的負荷工作。這種材料普通均用銅或銻（Antimony）。銅的成分可以佔到 60% 到 70%。

展性材料爲錫，他的任務是平均擔任負荷，避免局部發熱和抓痕，並免去局部過緊過鬆和局部摩擦的流弊。

銅 3% 至 9%，錫 60 至 90% 的合金稱爲白鐵（White metal）。如再加上 0.7% 至 3% 鉛，於鍍化時可增加合金的流動性。如鉛的成分增到

20% 到 30%，合金名稱爲鉛青銅。

減摩擦合金計有二種金屬及三種金屬的合金：

二合金：		三合金：	
錫——	銅	錫——	銅——錒
錫——	錒	錫——	鉛——銅
鉛——	錒	錫——	錒——鉛

三合金減摩擦鐵成績較優，採用較廣。

溫度條件相同 如鉛的成分較多，與錫的合金相比，壓縮抵抗要減低。

富於銅的合金再加上 0.5% 至 1% 以下的鎳，可增強延性(Ductility)，對摩擦抵抗並無影響。

市上出售減摩擦合金種類頗多，成分亦多不同，優劣程度相差亦巨大。下表所分析的九種合金可供參考。

合金記號	合金分析				鑄化溫度 C	硬 度		壓 縮 公斤/ 平方公厘	摩 擦 70°C 公斤數	摩 擦 係 數	納久係 數 分
	錫	錒	銅	鉛		壓 印	HRC				
A	81	10.7	4.2	4.1	350	4.40	31	19	9.8	0.0039	21
B	89.9	4.3	4.25	1.55	370	4.50	30	21	6.1	0.0024	34
C	86.4	10.3	3.25	—	400	4.50	30	21	7.4	0.0030	20
D	83.2	11	3.9	1.9	350	4.65	28	20	9.5	0.0038	30
E	90.8	4.05	3.8	1.35	370	4.8	26	28	5.2	0.0020	42
F	60.2	12	6.3	21	405	4.25	34	16	6.5	0.0026	30
G	87.3	7.5	4.6		400	4.30	33	21	6.7	0.0027	38
H	77.5	11.2	10	1.3	409	4.40	31	22	6.5	0.0026	36
I	90.8	4.3	3.9		350	5.40	20	29	5.7	0.0023	27

Erinell 數係等於 500 公斤 ÷ S, S 爲壓印面積。這工作使合金加熱到 150°C 後，迅速浸入冷水內，免去錒分離作用。

摩擦係數的試驗，條件如下：

承軸直徑 80 公釐；

軸承長 60 公釐；

減摩擦鐵厚度 3 公釐

每平方公厘投影面積比壓為 0.520 公斤，合全負荷為 2500 公斤；

承軸圓周速率為 3 公尺/秒；

間隙 0.07 公釐；

開始溫度為 15°C。

上述試驗經過三小時後應注意溫度的升高，在 70°C 時測驗摩擦力 F ，並用下列公式計算摩擦係數：

$$f = \frac{F}{P} = \frac{F}{2500}$$

試驗耐久時間，開始時溫度均為 15°C，走動 10 分鐘，潤滑油停止供給，我們注意軸承開始鎔化時間；如是相同條件試驗，可以求得耐用係數。

前列減摩擦鐵九種，茲依優劣次序，可列表比較如次：

優劣次序	合金記號	分 類 說 明
1	E	摩擦係數非常低； 對壓縮力抵抗極強； 無潤滑油耐久良好。
2	G	摩擦係數低； 對壓縮力抵抗很強； 無潤滑油耐久係數很好。
3	H	摩擦係數低； 壓縮力抵抗大； 無潤滑油耐久良善。
4	B	摩擦係數很低； 壓縮力抵抗相對的強； 耐久係數相對良好。
5	F	摩擦係數低； 壓縮力抵抗不十分強； 耐久係數相當好。
6	I	摩擦係數很弱； 對壓縮力抵抗極強； Brinell 硬度太低； 耐久係數不良。
7	D	摩擦係數相當高； 壓力抵抗中點； 耐久中等。
8	C	摩擦係數中等； 壓力抵抗相當好； 耐久中等。
9	A	摩擦係數相當高； 壓縮力抵抗中等； 耐久不好。

機油消耗量。發動機內機油的消耗普通與速率成比例，與黏性成反比例。現在機械製造精細，機油品質優良，機油的本身消耗量日趨減少。每馬力時平均不過 1 克左右。下列幾點為機油消耗的大泉源：

(一) 油底殼，軸承，油襯墊損壞等等所發生漏機油，嚴重時每行 100 公里，漏油量可達數百克。

(二) 汽缸磨損，活塞令鬆，機油大量上升到燃燒室，汽車每行駛一日，機油消耗量可多至一公斤，為數之巨，實屬驚人。

(三) 新出廠汽車第一 500 英里即需更換新機油一次，第二 1000 英里再換新機油，以後每行駛 3000 公里，更換機油一次。平均每行駛 100 公里，以 100 匹馬力普通小汽車而論，約應攔到換機油量 100 餘克。

正常機油消耗量包括更換機油在內，每馬力時在 1920 年約 20 克，1935 年約 10 克，1945 年約 5 克。到 1955 年或可減到 2.5 克。

問 題

1. 汽車所用機油，黑油，黃油，油膏的各部分名稱列一張表。汽車那幾部分所用潤滑油不得超過一定的數量？
2. 解釋光點，燃燒點，黏性，開始流出點。說明曲軸箱內機油變淡 (Dilution) 的意義和原因。變淡的為害如何？
3. 80×90 六隻汽缸 100 馬力發動機 R.P.M. 為 3600 次，機油邦浦有齒 12 個。求 (一) 每小時邦浦出油量若干？(二) 邦浦各部分尺寸。(三) 邦浦每分鐘旋轉 1500 次出油量。
4. 冬天機油變厚，夏天太薄，潤滑受着溫度影響特大，有何方法加以補救？
5. 用公式證明軸承摩擦係數與承軸直徑無關。
6. 軸承合金材料如何選定，成分如何配合，優劣如何比較，分別加以研究。

第三十二章 速率及加速率

與汽車發動機設計有關係的各種事實和資料，在上面各章裏已經分別加以研究。發動機所產生的轉動矩力 (Torque) 要經過克拉子 (Clutch), 牙齒箱 (Gear-box), 驅動軸 (Propeller shaft), 後推齒輪 (Final drive) 等傳送到後輪或主動輪 (Driving wheel)。這轉動矩力到達左右主動輪之後，比較發動機的原來轉動矩力，小汽車可增大到 10 倍，運貨汽車可增大 15 倍以上。例如發動機轉動矩力為 30 公尺斤 (Kilogram-meter)，達到左右兩後輪可變為 300 公尺斤。

至於發動機的工率 (Power) 或馬力 (Horse power) 輸送到後輪，永遠不能增加，相反的因經過各傳動機關受着摩擦的損失，反而要減小一部份。普通主動輪的工率或馬力約等於發動機所產生的 80% 至 90%。

我們在討論發動機以外各機關之先，對於發動機與車輪間速率 (Velocity) 的關係，車輛的加速率 (Acceleration)，車輛前進所需的馬力等，特別提前加以研究。

車行速率。 車輛行駛的速率，視車輪 (Road Wheel) 旋轉次數的多寡而定。倘輪胎與道路間並無滑動 (Slip)，於是

D = 車輪輪胎外直徑以公釐計，

V = 車輛速率以公里/時計，

N_r = 車輪每分鐘轉數，

$$V = \frac{\pi D N_r \times 60}{1000 \times 1000} \text{ 公里/時.}$$

例題 72. 車行每小時速率 100 公里, 輪胎負荷時外直徑 695 公厘.
求(一)車輪每分鐘轉數, (二)每行一公里車輪所需轉數.

$$\begin{aligned} \text{(一)} \quad N_W &= \frac{1000 \times 1000 \times V}{\pi D \times 60} \\ &= \frac{1000 \times 1000 \times 100}{3.1416 \times 695 \times 60} \\ &= 763.7 \text{ 轉/每分鐘.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{(二)} \quad \text{每行一公里車輪轉數} &= \frac{1000 \times 1000}{\pi D} = \frac{1000000}{3.1416 \times 695} \\ &= 458.6 \text{ 轉.} \end{aligned}$$

車輪速率. 車輪旋轉的速率與發動機的旋轉成正比例. 他們兩者間的比例, 視牙齒箱及後軸(Back axle)減倍數(Gear reduction)或比速(Gear ratio)的配合而定.

設 N_E = 發動機每分鐘旋轉數,

N_P = 驅動軸每分鐘旋轉數,

N_W = 車輪每分鐘旋轉數,

b = 後推齒輪或後軸齒輪減倍數,

g = 牙齒箱減倍數,

r = 牙齒箱及後軸齒輪總減倍數,

於是 $g = \frac{N_P}{N_E}; \quad b = \frac{N_W}{N_P}$

$$r = gb = \frac{N_W}{N_E}.$$

牙齒箱減倍數分直接傳動(Top gear 或 Direct drive)中間速率(Intermediate gear)及低速率(Low gear 或 Bottom gear)三種. 直接傳動減倍數 $g = 1$, 低速率時 $g = \frac{1}{3}$ 至 $\frac{1}{4}$. 所以在直接傳動時, 若已經知道

輪胎外直徑,車輪及發動機互相轉數 後軸齒輪減倍數即可求得:

$$r = 1 \times b = b.$$

例題 73. 輪胎外直徑 695 公釐,發動機最大轉動矩力及最大工率時的旋轉數/每分鐘 為 2200 次及 3800 次,車行每小時速率為 76 及 131 公里. 求(一)後推齒輪減倍數; (二)牙齒箱低速率為 0.354, 轉動矩力最大時車行速率.

$$(一) \text{ 每小時 76 公里} \quad N_W = \frac{1000 \times 1000 \times 76}{3.14 \times 695 \times 60} = 580.8.$$

$$\text{每小時 131 公里} \quad N_W = \frac{1000 \times 1000 \times 131}{3.14 \times 695 \times 60} = 1003.2.$$

$$\text{轉動矩力最大時} \quad b = \frac{580.8}{2200} = 0.264.$$

$$\text{工率最大時} \quad b = \frac{1003.2}{3800} = 0.264.$$

$$(二) \quad r = gb = 0.354 \times 0.264 = 0.093.$$

$$N_W = 2200 \times 0.093 = 204.6$$

$$V = \frac{\pi DN \times 60}{1000 \times 1000} = \frac{3.14 \times 695 \times 204.6 \times 60}{1000 \times 1000}$$

$$= 26.78 \text{ 公里/時.}$$

公尺制與英製制. 公尺制 (Metric system) 牙齒箱的減倍數或比速均用:

$$\text{驅動軸轉數:發動機轉數} = \frac{N_P}{N_E}.$$

後推牙齒輪減倍數均用:

$$\text{後輪轉數:發動機轉數} = \frac{N_W}{N_E}.$$

英製制國家習慣上均用:

$$\text{發動機轉數:驅動軸轉數} = \frac{N_E}{N_P}$$

$$\text{發動機轉數:後輪轉數} = \frac{N_E}{N_W}$$

例題 74. 已知公尺制減倍數 $g = 0.354$; $b = 0.264$; $r = 0.093$. 求英美制 g , b , 及 r .

公 尺 制	英 美 制
$g = \frac{N_P}{N_E} = \frac{0.354}{1} = 0.354$	$g = \frac{N_E}{N_P} = \frac{1}{0.354} = 2.82$
$b = \frac{N_W}{N_E} = \frac{0.264}{1} = 0.264$	$b = \frac{N_E}{N_W} = \frac{1}{0.264} = 3.78$
$r = gb = 0.354 \times 0.264$ $= 0.093.$	$r = gb = 2.82 \times 3.74$ $= 10.659.$

所以在英美的說法:如驅動軸轉一次,發動機轉 2.82 次. 在公尺制的說法:發動機轉一次,驅動軸轉 0.354 次. 以後本書中多用公尺制,讀者予以注意.

加 速 率. 在單位時間內所增減的速率,稱為加速率(Acceleration)習慣上在單位時間內速率增加數稱為正加速率或簡稱加速率;在單位時間內速率減小數稱為負加速率 (Negative acceleration) 或稱減速率 (Deceleration). 如果加速率的時間;在這段時間內起始速率或終了速率;或在這段時間內所行的距離;已經知道,可用下列的著名的運動公式(Equation of motion)計算加速率:

$$v = v_0 + at \dots \dots \dots (1).$$

$$s = v_0 t + \frac{1}{2} at^2 \dots \dots \dots (2).$$

$$v^2 = v_0^2 + 2as \dots \dots \dots (3).$$

如 $v_0 = 0$, 於是

$$v = at \dots\dots\dots (4).$$

$$s = \frac{1}{2}at^2 \dots\dots\dots (5).$$

$$v^2 = 2as \dots\dots\dots (6).$$

由公式(4)及(6)可得

$$a = \frac{v}{t} = \frac{v^2}{2s} \dots\dots\dots (7).$$

v_0 = 起始速率以公尺/秒計,

v = 終了速率以公尺/秒計,

a = 加速率以公尺/秒/秒或公尺/秒²計,

t = 加速率時間以秒計,

s = 加速率時間內所行的距離以公尺計.

今以汽車行駛論, 停止的汽車開始開動時, 起始速率 $v_0 = 0$. 行駛的汽車, 將速率減低, 以至車輛停止時, 於是終了速率 $v = 0$. 於是在公式(4), (5), (6)內的 v 可用 v_0 代入, 惟結果為負號表示減速率.

在習慣上汽車的加速率減速率用公里/時/秒表示比較公尺/秒/秒為方便. 例如汽車加速率 1 公里/時/秒, 即每秒鐘的速率增加為一公里. 如車輛由停止開始前進, 到 5 秒鐘的時候車行速率為 5 公里/時, 20 秒鐘的時候為 20 公里/時.

設 V = 車行速率以公里/時計, 由停止而前進所達到速率亦即終了速率,

t = 達到 V 速率時所需要的時間以秒計,

s = 在 t 時間內所行距離以公尺計,

m = 加速率以公里/時/秒計,

於是
$$V = \frac{3600 v}{1000} = 3.6v.$$

$$v = \frac{V}{3.6} = 0.277 V.$$

$$m = 3.6a.$$

$$a = 0.277 m.$$

由公式(7):

$$m = \frac{3.6 \times 0.277 V}{t} = \frac{0.997 V}{t} = \frac{V}{t}.$$

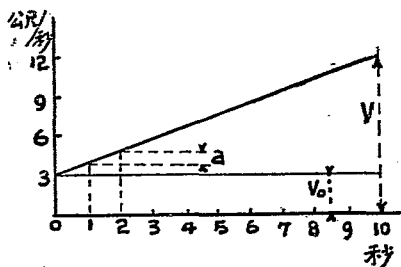
$$m = \frac{0.277 V^2}{2s} = 0.138 \frac{V^2}{s}.$$

如屬減速率:

$$m = -\frac{V}{t} = -0.138 \frac{V^2}{s}.$$

例題 75. 汽車每秒鐘速率爲 3 公尺, 在 10 秒鐘後的加速率爲 0.7 公尺. 求(一)該車終了速率.

(二)該車所行距離.



$$\begin{aligned} \text{(一)} v &= v_0 + at = 3 + 0.7 \times 10 \\ &= 10 \text{ 公尺/秒.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{(二)} s &= v_0 t + \frac{1}{2} at^2 \\ &= 3 \times 10 + \frac{1}{2} \times 0.7 \times 10^2 \\ &= 65 \text{ 公尺.} \end{aligned}$$

圖 190. 速率加速率.

例題 76. 汽車開行之後在 20 秒鐘內, 車行速率 30 里公/時. 此時再運用剎車 (Brake), 車輛即在 10 公尺距離內停止. 求(一)加速率.

(二)減速率.

$$\text{(一)} \quad m = \frac{V}{t} = \frac{30}{20} = 1.5 \text{ 公里/時/秒.}$$

$$a = 0.277 m = 0.4155 \text{ 公尺/秒/秒.}$$

$$\text{(二)} \quad m = -0.138 \times \frac{V^2}{s} = \frac{-0.138 \times 30^2}{10}$$

$$= -12.42 \text{ 公尺/時/秒.}$$

$$a = 0.277m = 0.277 \times (-12.42)$$

$$= -3.35 \text{ 公尺/秒}^2.$$

一般汽車由停止起動(Standing start)的加速率,平均數字:

小汽車.....6 公里/時/秒,

運貨汽車.....3 公里/時/秒.

賽跑汽車.....18 公里/時/秒.

使用制動器使車輛停止的減速率最大時可以達到 20 公里/時/秒.

問 題

1. 汽車發動機為 2000 R.P.M., 車輪直徑為 70 公分. 倘車輪旋轉數與發動機旋轉數相等, 該車每小時速率若干公里? 此速率在實際上為何不能應用? 賽跑汽車每小時速率可達 550 公里, 如何達成此種高速率?

2. 汽車加速率為 2 公尺/秒/秒. 求 (一) 15 秒鐘後該車終了速率. (二) 15 秒鐘後所行路程. (三) 第一秒鐘後所行路程. (四) 解釋由公式求得的距離 s , 比較用加速率依秒數遞加所得的距離為小的原因.

3. 汽車總重量 1500 公斤. 如使此車加速率達 4 公尺/秒², 需要多少力量?

4. 汽車重 1000 公斤, 車行下坡所用力量為 400 公斤. 求 (一) 該車加速率. (二) 在 10 秒鐘內該車所行距離.

5. 輪胎外直徑為 60 公分, 車行每小時 160 公里, 後推齒輪減倍數為 0.225. 求發動機每分鐘轉數.

6. 車速為 160 公里/時, 使用剎車後減速率為 6 公尺/秒/秒. 求施用剎車後到停止時的距離.

第三十三章 前進力

前進力。 推動車輛使車輪轉動的力量，稱為前進力 (Tractive force 或 Tractive effort)。汽車行駛，需要多少前進力量？回答這個問題，必須研究汽車前進時所遇着的幾種阻抗力量 (Opposing forces)：

1. 輪胎與道路的摩擦阻力；
2. 車輛前面最大投影面積與空氣所生的阻力；
3. 上坡時阻力；
4. 使車輛加速時所需的力量。

上列數種阻力，有時同時發生。例如車輛上坡時起動的時候，在平路上行駛有時遇着第一種阻力。車輛前進力，至少的限度，必須等於所遇着的諸阻力之和，或稍大於諸阻力之和。此時車輛前進的速率視發動機的工率而定。例如發動機的工率很小，用適當的傳動減倍數，車輛亦可前進，惟速率甚低；如發動機的工率很大，而車輛所需前進力，並不增加，於是車行速率加快，速率與工率成比例。

車輪的前進力 = $\frac{\text{車輪轉動矩力}}{\text{車輪半徑}}$ 。所以這前進力與發動機的轉動矩力成正比例。所以車輛上坡需要前進力最大的時候，應運用轉動矩力最大時的發動機速率。

減低速率可以增加前進力及轉動矩力。所以牙齒箱亦可稱為增加前進力的機關。至於工率的傳送除損失些微的效率外，仍屬常數。

前進工率。 車輛前進時所需要的前進工率 (Tractive power) 視前進力及車行的速率而定。設

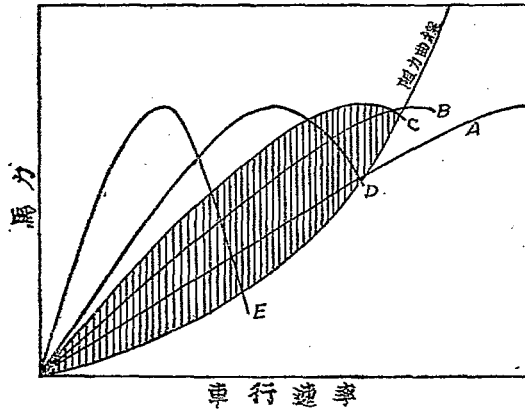


圖 191. 工率及阻力關係圖解。

- A. 高速率時工率曲線。
 B. C. 中間速率時工率曲線. 因有阻力關係
 用 B. C. 速率比較 A 為更快. 畫線面積表
 示多餘工率作為上坡及加速之用.
 D. E. 為低速率曲線.

T = 前進力以公斤計,

v = 車行速率以公尺/秒計,

V = 車行速率以公里/時計,

E = 自克拉子到後軸傳動效率以%計,
 = 80% 至 90%,

P = 前進工率以 公尺斤/秒計,

$$\text{於是前進所需馬力 H.P.} = \frac{Tv}{75} = \frac{TV}{75 \times 3.6} = \frac{TV}{270},$$

$$\text{發動機的 B.H.P.} = \frac{TV}{270 \times E},$$

$$T = \frac{270 \times E \times \text{B.H.P.}}{V} \text{ 公斤.}$$

傳動效率 E 視車輪輪殼 (Wheel hubs), 後軸, 後推齒輪及牙齒箱齒輪軸, 軸承, 牙齒等潤滑情形而定。技工優良, 製造齒輪牙齒精細, 傳動效率可以增加, 汽車使用年限越久, 效率越減低。 E 的精確數字, 可用精密的試車求得。普通在設計上:

直接傳動 (Top gear) $E = 0.85$ 至 0.88

低速傳動 (Bottom gear) $E = 0.80$,

例題 77. 發動機產生制動馬力 100 匹及 50 匹的時候, 車行速率為 140 公里/時 及 30 公里/時, 傳動效率為 0.88 及 0.80, 求車輛前進力。

(一) 車行速率 140 公里/時:

$$T = \frac{270 \times E \times \text{B.H.P.}}{V} = \frac{270 \times 0.88 \times 100}{140} = 160 \text{ 公斤.}$$

(二) 車行速率 30 公里/時:

$$T = \frac{270 \times 0.80 \times 50}{30} = 360 \text{ 公斤.}$$

前進力與轉動矩力。 前進力亦可用下列方法計算。設

N_E = 發動機每分鐘旋轉數,

Q = 發動機在 N_E 速率時的轉動矩力以公尺斤計,

T = 汽車所有主動輪 (Driving wheels) 的總前進力以公斤計,

D = 車輪輪胎外直徑以公尺計,

r = 牙齒箱及後軸總減倍數,

於是
$$Q = \frac{60 \times 75 \times \text{B.H.P.}}{2\pi N_E}.$$

$$\text{所有主動輪轉動矩力} = \frac{Q \times E}{r} = T \times \frac{1}{2} D.$$

$$T = \frac{2QE}{rD} \text{ 公斤.}$$

上列公式內之 T 為所有主動輪的總前進力, 每一個主動輪前進力

等於 $T \div$ 主動輪數目。例如主動輪為二個，於是主動輪前進力 = $\frac{T}{2}$ 。

式中 Q 依發動機速率升降，換句話說，視風門 (Throttle) 的地位而定。 r 依牙齒箱及後軸減倍而定，亦可以說視變速桿 (亦稱調排桿 Change speed lever) 的位置而定。所以前進力，隨着風門及速率桿的地位變動。發動機在最大轉動矩力的速率旋轉，牙齒箱在低速率，此時前進力為最大。如發動機在工率最大時的速度旋轉，對照變速桿每種位置，發動機供給一定數量的前進力，此時在牙齒箱各種速率內，車行速率均達最高峯。

例題 78. 汽車發動機在 3800 R.P.M. 工率最大，轉動矩力為 22 公斤；在 2200 R.P.M. 時轉動矩力最大為 30 公尺斤。輪胎外直徑為 0.70 公尺；後推齒輪比速為 0.225；牙齒箱比速為 0.4257；0.3641；1，三種；直接傳動效率為 0.88，低速傳動效率為 0.80。求轉動矩力最大及工率最大時各種速率的前進力。

$$\text{直接傳動 } T_3 = \frac{2QE}{rD} = \frac{2 \times 0.88}{0.225 \times 0.7} Q = 11Q,$$

$$\text{第二速率 } T_2 = \frac{2QE}{gbD} = \frac{2 \times 0.80}{0.4257 \times 0.225 \times 0.7} Q = 16Q$$

$$\text{第一速率 } T_1 = \frac{2QE}{gbD} = \frac{2 \times 0.80}{0.3641 \times 0.225 \times 0.7} Q = 23.4Q,$$

$Q = 22$;

$$T_3 = 11 \times 22 = 242 \text{ 公斤 (第三速率).}$$

$$T_2 = 16 \times 22 = 352 \text{ 公斤 (第二速率).}$$

$$T_1 = 23.4 \times 22 = 514.8 \text{ 公斤 (第一速率).}$$

$Q = 30$;

$$T_3 = 11 \times 30 = 330 \text{ 公斤 (第三速率).}$$

$$T_2 = 16 \times 30 = 480 \text{ 公斤 (第二速率).}$$

$$T_1 = 23.4 \times 30 = 702 \text{ (第一速率).}$$

上述各種速率內車輛所能發生的前進力亦稱有效前進力(Available tractive effort)。

道路阻力。上面已經說過：要使車輛向前行駛，車輛的前進力至少等於或勝過所遇着的各種阻力。現在我們將幾種阻力，分別加以研究。

第一種為道路阻力 (Road friction 或 Resistance of traction) 或稱滾動阻力 (Resistance of rolling)，普通均用每噸車重合若干阻力計算。阻力數值視輪胎狀況及道路性質而有不同。設

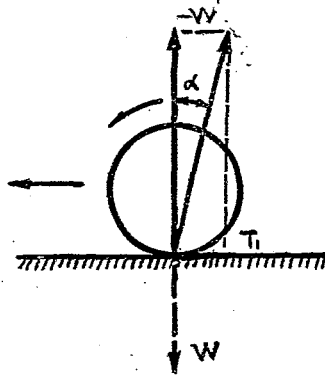


圖 192. 道路阻力

W = 汽車總重量以噸或公斤計，

T_1 = 每噸車重的阻力以公斤計，

f = 道路與輪胎的滾動摩擦係數 = $\tan \alpha$ 。如 W 用噸計，應將 $f \times 1000$ 。

於是 $T_1 = fW$ 公斤。

輪胎的製造與道路的建築越進步， f 的數值越減低。所以 f 這個數字，時常在變動之中，依照英法美德諸國試驗所得的 f 值相差亦頗巨

大。茲錄折中數字如下表：

道 路 狀 况	滾 動 摩 擦 係 數			
	空 心 輪	實 心 輪	鋼 鐵 車 輪	鏈 條
平濶花崗石路	0.004	0.006	在 鐵 軌 0.002至0.008	
柏油路及水門泥路	0.007	0.010	0.010	
良好方石塊路及木塊路	0.010	0.015		
普通石塊路	0.015	0.020	0.028	
最優碎石路	0.010	0.016	0.016	0.05至0.08
中等碎石路	0.016	0.023		
灰塵碎石路	0.019	0.028		
泥濘碎石路	0.021	0.030	0.030	
劣等碎石路	0.033	0.050	0.050	
良好泥土路	0.030	0.045		
不良好泥土路	0.080至0.110	0.080至0.160	0.08至0.16	
鬆沙路	0.100至0.200	0.150至0.300	0.15至0.30	0.08至0.11

由試驗測得的 f 受着相當條件的限制，所以數比較低。在設計上應用較大數值，普通在一般良好道路上空心胎 $f=0.015$ 或 $f=15$ 公斤/噸。較次道路用 20 公斤/噸。

空氣阻力。 車行速率愈高，空氣阻力(Air resistance)愈大。惟車行速率甚低時，這阻力很小，可略而不計。設

S = 車輛前面最大投影面積以平方公尺計，

V = 汽車與空氣相對速率(Relative velocity)以 公里/時 計，

v = 汽車與空氣相對速率以 公尺/秒 計，

K = 車身形狀係數，

T_2 = 抵禦空氣阻力的前進力以公斤計，

於是

$$T_2 = \frac{KSV^2}{3.6^2} = KAv^2.$$

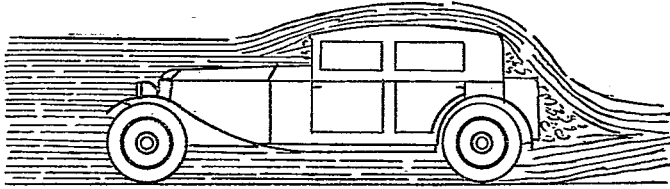


圖 193. 非流線形汽車

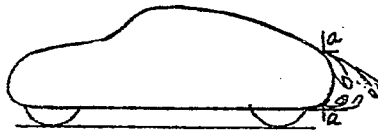


圖 194. 流線形汽車

係數 K 亦稱流線形係數。汽車流線形程度越深， K 值越小。英法諸國所測得 K 值頗不一致。 K 的平均大約數如下表：

- 高度流線形賽跑汽車..... $K = 0.030$ 至 0.035 .
- 流線形汽車..... $K = 0.04$ 至 0.045 .
- 普通小汽車..... $K = 0.05$ 至 0.055 .
- 載重客貨車..... $K = 0.060$ 至 0.065 .

面積 S 的計算，比較的可得正確的數字，在經驗上常用的，舉列如次：

- 賽跑汽車..... $S = 1$ 平方公尺。
- 普通小汽車..... $S = 1.5$ 至 2.5 平方公尺。
- 載重客貨..... $S = 3$ 至 6 平方公尺。

相對速率 V 須視風向而定。如車行速率為 30 公里/時，順風速率亦為 30 公里/時，於是 $V = 30 - 30 = 0$ 。如逆風速率為 30 公里/時 於是 $V = 30 + 30 = 60$ 公里/時。

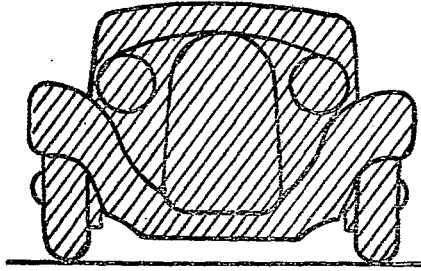


圖 195. 汽車縱向投影面積.

設汽車縱向投影面積為 1 平方公尺，係數 $K=0.033$, 0.050 , 及 0.062 , 則車行速率自 5 公里至 200 公里間的空氣阻力, 依照公式:

$$T_2 = \frac{KSV^2}{3.6^2},$$

可以求得如下表:

V(公里/時)	$K=0.033$	$K=0.050$	$=0.062$
	T_2 (公斤)	T_2 (公斤)	T_2 (公斤)
5	0.063	0.097	0.119
10	0.254	0.386	0.478
20	1.019	1.544	1.914
30	2.292	3.474	4.307
40	4.076	6.176	7.658
50	6.369	9.650	11.966
60	9.171	13.896	17.231
70	12.483	18.914	23.453
80	16.304	24.704	30.633
90	20.635	31.266	38.769
100	25.476	38.600	47.864
110	30.826	46.706	57.915
120	36.685	55.584	68.924
130	43.054	65.234	80.890
140	49.933	75.656	93.813
150	57.321	86.850	107.694
160	65.218	98.816	122.531
170	73.625	111.554	138.327
180	82.542	125.064	155.079
190	91.968	139.346	172.789
200	101.904	154.400	191.456

·坡度阻力。汽車上坡時的總重量 W 可以分解為，

與地面相垂直重量： $W \cos \beta$ 。

與地面相平行向下倒退重量： $W \sin \beta$ 。

第一種重量 $W \cos \beta$ 與滾動摩擦係數 f 相乘之積即為上坡時的道路阻力。倘坡度不大， β 角很小，於是 $\cos \beta = 1$ ，道路摩擦仍可用 fW 計算。

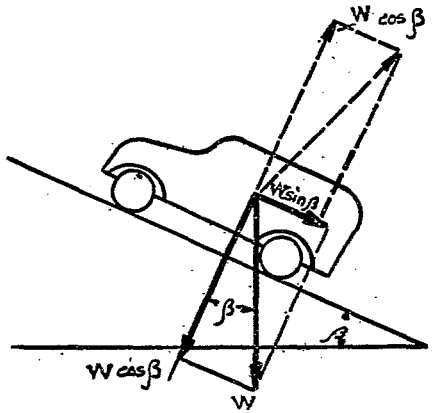


圖 196. 汽車上坡阻力。

第二種重量 $W \sin \beta$ 即為坡度阻力 (Gradient resistance)。在習慣上坡度均用百分數表示。設 β 為上坡角度，在水平線上取 100 公尺距離處，道路升高為 n 公尺，於是此道路坡度為 $n\%$ 。

$$AB = n = \tan \beta \times 100.$$

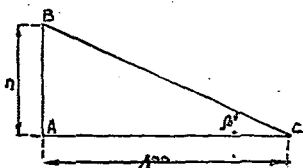
如角度 β 很小時， $\tan \beta = \sin \beta$ ，換句話說 100 公尺距離可在 BC 道路上測量，以代替水平距離 AC 。於是坡度阻力 T_3 ：

$$n = \sin \beta \times 100.$$

$$\sin \beta = \frac{n}{100}$$

$$T_3 = W \sin \beta$$

$$= W \times \frac{n}{100} \text{ 噸.}$$



如用公斤計算：

圖 197A. 坡度%數圖

$$T_3 = 1000 W \times \frac{n}{100} = 10 n W.$$

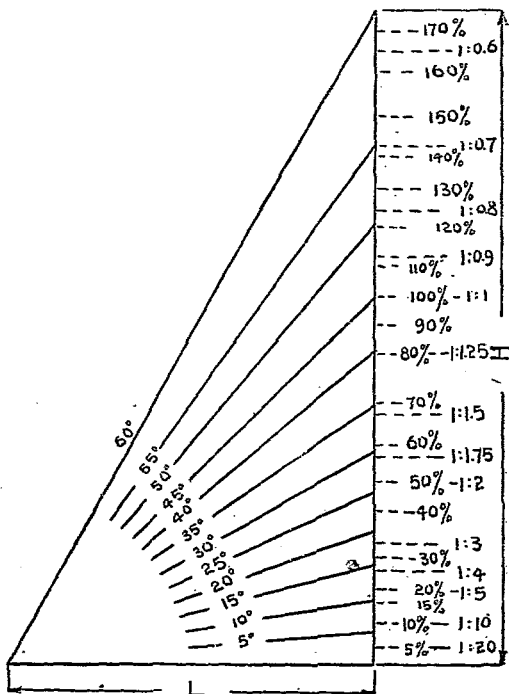


圖 197B. 坡角度及%對照圖
H 高度, L 長度.

W = 車輛重量以噸計。

所以坡度阻力每噸每單位百分數為 10 公斤。

例題 79. 運貨汽車總重量為 3.5 噸, 道路摩擦係數為 15 公斤/噸, 上 12% 的坡度, 求前進力若干?

$$\begin{aligned} \text{前進力} &= T_1 + T_3 = fW + 10nW \\ &= 15 \times 3.5 + 10 \times 12 \times 3.5 \\ &= 472.5 \text{ 公斤.} \end{aligned}$$

加速力: 第四種阻力就是速度變動時所產生的加速力 (Accelerating force) 或稱慣性力 (Inertia force)。這力量永遠與加速或減速反抗。我們要汽車加快速率時除非額外加進一種前進力 T_4 勝過這加速阻力, 汽車是不會自行加快的。 T_4 的大小, 視汽車質量及所產生加速率而定。設

W = 汽車重量以噸計,

g = 地心吸力加速率 = 9.81 公尺/秒/秒計,

a = 汽車行駛加速率以公尺/秒/秒計,

m = 汽車行駛加速率以公里/時/秒計,

T_4 = 加速率或產生加速率 a 所需的前進力以公斤計,

於是
$$T_4 = 1000 \frac{W}{g} a = 100 W a \text{ 公斤.}$$

$$T_4 = 100 W \times 0.277 m = 27 W m \text{ 公斤.}$$

在實際上可以使 $g = 10$ 。

所以汽車加速力等於每噸每公尺/秒/秒, 加速率為 100 公斤。

加速率時需要工率的計算, 應將 T_4 乘以加速率時所行的距離, 再用所需時去除, 所得工率, 以公尺/秒計。我們已知距離為:

$$s = \frac{1}{2} at^2.$$

加速終了時的速率爲： $v = at$.

$$\begin{aligned} \text{於是： 加速率時的工率} &= T_4 \frac{v}{t} = T_4 \frac{1}{2} \frac{at^2}{t} = T_4 \frac{1}{2} at \\ &= T_4 \frac{1}{2} v \text{ 公尺斤/秒。} \end{aligned}$$

所以加速率時的工率，等於加速阻力 T_4 與加速率時的平均速率 $\frac{1}{2}v$ 相乘之積。

依據上面各種前進阻力，我們可得下列二公式：

$$\text{車輪前進馬力 H.P.} = \frac{V}{270} (T_1 + T_2 + T_3 + \frac{1}{2} T_4);$$

$$\text{發動機制動馬力 B.H.P.} = \frac{V}{270 E} (T_1 + T_2 + T_3 + \frac{1}{2} T_4).$$

例題 80. 汽車總重量爲 2 噸，縱向投影面積爲 2 平方公尺，流線形係數 $K = 0.05$ ，道路摩擦係數 $f = 20$ 公斤/噸，發動機旋轉 4000 次/分，轉動矩力 20 公尺斤，直接傳動車行速率 120 公里/時，前進力爲 220 公斤。如發動機 2000 R.P.M. 轉動矩力 30 公尺斤，直接傳動車行速率 60 公里/時，前進力爲 330 公斤；第一速率傳動車行 21 公里/時 前進力爲 702 公斤。求：

- (一) 道路阻力 T_1 ；
- (二) 車行 120 公里/時 及 21 公里/時 的空氣阻力 T_2 ；
- (三) 工率最大時，所能上的坡度；
- (四) 第一速率所能上的坡度；
- (五) 轉動矩力最大時，直接傳動車行速率自 30 公里/時 加速到 60 公里/時，需幾秒鐘；
- (六) 車行速率自 120 公里/時 減到 80 公里/時 行駛，發動機的剩餘馬力或保存馬力數；

(七) 以 50 公里/時的速率上 10% 的坡度，車輪及發動機所需要的馬力數。

解：

$$(一) \quad T_1 = fW = 20 \times 2 = 40 \text{ 公斤.}$$

$$(二) \quad a. T_2 = \frac{KAV^2}{3.6^2} = \frac{0.05 \times 2 \times 120^2}{3.6^2} = 111 \text{ 公斤.}$$

$$b. T_2 = \frac{0.05 \times 2 \times 21^2}{3.6^2} = 3 \text{ 公斤.}$$

(三) 工率最大時有效前進力 = 220 公斤。

$$\begin{aligned} \text{供給上坡用前進力 } T_3 &= 220 - T_1 - T_2 \\ &= 220 - 40 - 111 = 69 \text{ 公斤.} \end{aligned}$$

於是 $T_3 = 10nW = 10n \times 2 = 69$ 。

$n = 3.4$ 。即可上 3.4% 的坡度。

(四) $T_3 = 702 - T_1 - T_2 = 702 - 40 - 3 = 659$ 公斤。

$$T_3 = 10nW = 659$$

$n = 32.9$ 即可上 32.9% 的坡道。

(五) 在轉動矩力最大時，用直接傳動速率自 30 公里/時，加速到 50 公里/時，平均空氣阻力為：

$$T_2 = \frac{1}{2} \times \frac{0.05 \times 2 \times (60^2 - 30^2)}{3.6^2} = 10 \text{ 公斤.}$$

所以供給加速用前進力：

$$T_4 = 330 - T_1 - T_2 = 330 - 40 - 10 = 280 \text{ 公斤.}$$

$$T_4 = 27Wm = 27 \times 2 \times m = 280$$

$$m = 5 \text{ 公里/時/秒.}$$

車輛由 30 到 60 公里/時所需要秒數：

$$t = \frac{60 - 30}{5} = 6 \text{ 秒.}$$

加速率時發動機轉數及轉動矩力均變動，所以由計算所得數不大可靠。不過事實上與計算數字頗相接近。

(六) 120公里/時 車輪馬力：

$$\text{H.P.} = \frac{(T_1 + T_2) \times v}{75} = \frac{(49 + 111) \times 0.277 \times 120}{75} = 66.5 \text{ 匹.}$$

發動機制動馬力：

$$\text{B.H.P.} = \frac{66.5}{0.88} = 75.5 \text{ 匹.}$$

80公里/時 車輪馬力，

$$\text{H.P.} = \frac{(T_1 + T_2) \times 0.277 V}{75} = \frac{(40 + 99) \times 0.277 \times 80}{75} = 41 \text{ 匹.}$$

動發機制動馬力：

$$\text{BHP} = \frac{41}{0.88} = 46.5 \text{ 匹.}$$

於是在 80 公里/時 行駛的時候，發動機剩餘馬力

$$\text{B.H.P.} = 75.5 - 46.5 = 29 \text{ 匹}$$

(七) $T_1 = 40$ 公斤，

$$T_2 = \frac{0.05 \times 2 \times 50^2}{3.6^2} = 19 \text{ 公斤.}$$

$$T_3 = 10nW = 10 \times 10 \times 2 = 200 \text{ 公斤.}$$

車輪馬力 $\text{H.P.} = \frac{(T_1 + T_2 + T_3)v}{75} = 47.8 \text{ 匹.}$

發動機制動馬力：

$$\text{B.H.P.} = \frac{47.8}{0.88} = 54 \text{ 匹.}$$

用曲線。上列例題中各問題，亦可用應用曲線（法文 Courbe d'utilisation）圖解表示。

1. 先繪發動機制動力馬曲線。
2. 發動機制動力馬力 $\times 0.88$ 即得車輪所需馬力曲線。
3. 由公式：車輪馬力 $H.P. = \frac{v(T_1 + T_2 + T_3)}{75}$

$$= \frac{v W (f + 10\%i)}{75} + \frac{KSV^3}{75}$$

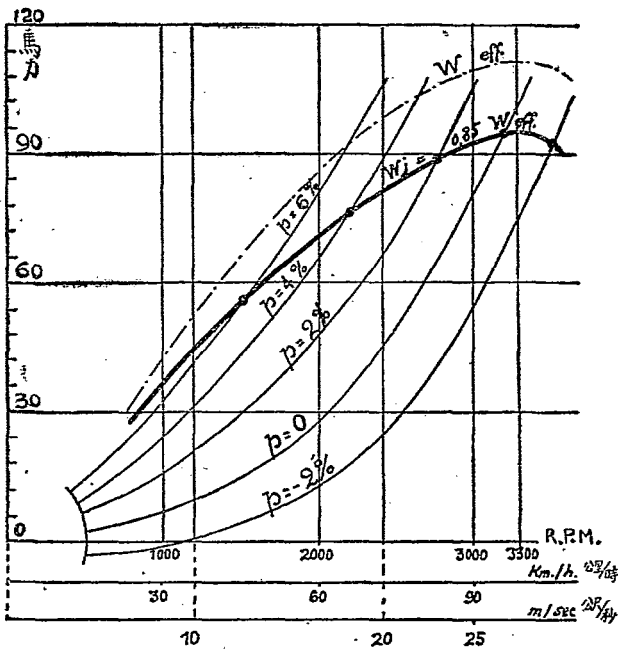


圖 198. 應用曲線。
 P. 坡度百分數。 Weff. 發動機工率。 Wj 車輪工率。

以速率 v 爲函數並用各種不同速度，繪車輪所需馬力曲線或稱應用曲線。如是可得到一族曲線，可以解決車輛動作的若干問題。例如：

(1) 上一定坡度的最大速率，即爲上此坡度應用曲線與車輪工率曲線相交之點。

(2) 應用曲線與車輪工率曲線成切線時，即表示所能上的最大坡度。

問 題

1. 解釋前進力，道路阻力，車輪與風相對速率，應用曲線諸名詞的意義。

2. 汽車總重量 1300 公斤；車身型式爲半流線形；車輪縱向投影面積爲 1.5 平方公尺；車行速率爲 90 公里/時；道路阻力爲 15 公斤/噸。求 (a) 車輪工率及發動機工率；(b) 如車行速率減到 60 公里/時，發動機剩餘工率 (c) 60 公里/時 速率前進時，能上多大的坡度？(d) 60 公里/時 速率前進時能有多大加速率？

3. 前進阻力是否在逐年減小？如何減小？發動機馬力是否在逐年增加？這種矛盾如何抵消？

4. 汽車總重 8 噸；車身非流線形；車輛縱向投影面積爲 3 平方公尺；車行速率爲 50 公里/時；道路阻力爲 15 公斤/噸。求 (a) 道路阻力 T_1 ；(b) 空氣阻力 T_2 ；(c) 車輛所需馬力；(d) 以 50 公里/時 速率前進，所能上的坡度；(e) 以 50 公里/時 速率上 3% 的坡度，車輪及發動機所需工率。

5. 賽跑汽車每小時速率爲 600 公里，車總重爲 2.5 噸，車輛縱向投影面積爲 1.5 平方公尺，道路阻力爲 15 公斤/噸。求該車發動機工率。

6. 轉動矩力最大時，前進力爲什麼亦最大？牙齒箱爲什麼是增加前進力的機關？

第三十四章 附着力

前進力可以無限制的增加嗎？在上一章曾經說過：汽車前進力應等於或稍大於汽車前進時所遇着的各種阻力，所以：

$$\begin{aligned} T &\geq Wf + 10 Wn + 100 Wa + KA v^2, \\ &\geq W(f + 10 n + 100 a) + KA v^2. \end{aligned}$$

前進力或前進阻力有一定的限度，不能無限制的增加。這限度稱為輪胎對道路的附着力 (Adhesion) 或稱固着力。如超過此限度時，車輪在道路上發生移動摩擦 (Sliding friction)，即行溜滑 (Skiting)。

這現象可作如下的解釋。主動輪 (Driving wheel) 的轉動矩力 Q 可用 (T) 及 ($-T$) 兩力代表。

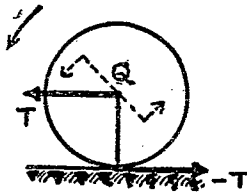


圖 199. 轉動車輪矩力

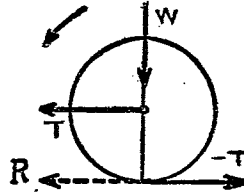


圖 200. 道路阻力

T 為推動車輪的力，($-T$) 為加在道路上的力亦即代表阻力 T 。這阻力使道路面上的粗糙點插進輪胎之內，使輪胎在道路上免去滑動。設 A 為附着力，於是如 $T > A$ 時，輪胎與道路粗糙點的密合呈動搖現象，於是溜滑即行產生。

所以附着力就是變相的移動摩擦。

附着力係數。 設 w = 每主動輪所擔負的重量以公斤計, μ (讀 mu) = 附着力係數 (Adhesion factor), 於是:

$$A = w\mu.$$

附着力係數 μ 即等於車輪在地面上的移動摩擦係數 (Coefficient of sliding friction).

道 路 狀 況	μ 數 值
柏油路或水門泥路	0.8
乾燥路	0.6
潮濕路	0.3
灰塵路	0.1

μ 的數值在英法各書所載頗多出入。在設計上為方便計多採用 $\mu = 0.5$ 。

增加附着力方法。

設 W = 車輛總重量公斤計,

b = 主動輪所負重量百分數,

於是 $A = bW\mu$ 。

所以要增加附着力必須:

(一) 增加 μ 。(a) 改善輪胎的花紋。(b) 雨雪冰凍時在輪胎外加裝鐵索鏈條。(c) 採用大面積鏈條。如坦克車, 農用車等。(d) 改善路面, 建築柏油路水門泥路等。

(二) 增加 bW 。(a) 使主動輪多負重量。(b) 增加主動輪數目。

普通小汽車 (Touring car 或 Passenger car) 前軸與後軸所負重量相等。後面乘客歸後軸擔負。前面乘坐者由前後軸等分。

運貨車後軸所擔負的,約佔總重量 $\frac{2}{3}$

車輛種類	A 值 數		
	$\mu = \mu$	$\mu = 0.5$	$\mu = 0.6$
小客車(後輪主動)	$\frac{1}{2} W \mu$	0.25 W	0.30 W
運貨汽車(後輪主動)	$\frac{2}{3} W \mu$	0.33 W	0.40 W
拖車(前後輪主動)	$W \mu$	0.50 W	0.60 W

附着力的影響:

一、上坡時車輪前進力的限制。因為附着力的限制,發動機供給車輪前進力,不能超過一定的數量,換句話說車輪最大應用工率是被限制。

例題 81. 求在潮溼道路上,後輪主動小客車所能上的最大坡度。要使車輛不滑動應該 $T \leq A$ 。

上坡時速率較低,空氣阻力可略不計。於是

$$T = T_1 + T_s = 15 W + 10 n W$$

$$A = \frac{1}{2} W \mu = \frac{1}{2} W \times 0.3 \times 1000 = 150 W$$

$$15 W + 10 n W \leq 150 W$$

$$n \leq \frac{150 - 15}{10} = 13.5\% \text{ 合 } 7^\circ 40'.$$

二、起動時車輪滑行。起動時如果車輪前進力大於附着力,車輪就要發生滑行。因此起動時的加速率亦受限制。

例題 82. 小客車最大附着力為 150 W, 求起動時加速率。

$$T_1 + T_4 \leq A$$

$$T_4 \leq A - T_1$$

$$100 W a \leq 150 W - 15 W$$

$$a = \frac{135}{100} = 1.35 \text{ 公尺/秒/秒.}$$

例題 83. 已知良好道路附着力係數 $\mu = 0.6$. 求最大加速力或減速力 (Accelerating 或 decelerating force) 與附着力的關係.

設 $F = \text{加速力以公斤計} = ma = \frac{W}{g}a,$

$W = \text{車輛總重量以公斤計,}$

$$g = 9.81 \text{ 公尺/秒/秒,}$$

$$a = \text{車輛加或減速率以公尺/秒/秒計,}$$

$$A = \text{附着力以公斤計} = bW\mu = 0.6 bW,$$

$b = \text{主動輪所載}\%,$

於是 $F = A; \quad \frac{Wa}{g} = 0.6 bW,$

$$a = 0.6 gb.$$

如 $b = 1 \quad a = 6 \text{ 公尺/秒/秒} = 21 \text{ 公里/時/秒,}$

$$b = \frac{2}{3} \quad a = 4 \text{ 公尺/秒/秒} = 14 \text{ 公里/時/秒,}$$

$$b = \frac{1}{2} \quad a = 3 \text{ 公尺/秒/秒} = 10.5 \text{ 公里/時/秒,}$$

上列數字如應用於剎車, 即為減速率.

三、轉彎時發生橫滑. 汽車轉彎時, 每一主動輪受着二種力:

(1) 阻力 T 等於車輪推動力;

(2) 離心力 F_c .

如屬後軸主動, 每輪阻力:

$$T = \frac{1}{2}(15W + KSv^2)$$

及每輪離心力 $F_c = \frac{1}{2} \frac{mv^2}{2R} = \frac{Wv^2}{4gR}$.

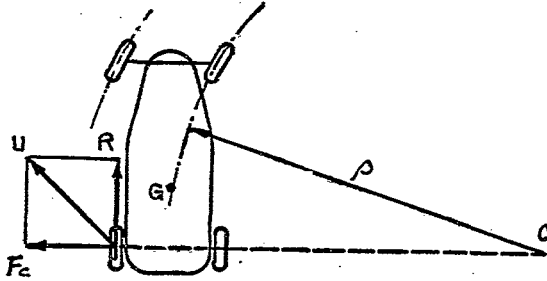


圖 201 轉彎橫滑

R = 轉彎半徑。

如 T 及 F_c 的合力大於附着力 A ，主動輪即向合力的方向發生橫滑 (Side-skidding)。

例題 84. 設汽車的特性：

$$W = 1300 \text{ 公斤}; \quad S = 1.5 \text{ 平方公尺};$$

$$v = 15 \text{ 公尺/秒}; \quad R = 75 \text{ 公尺}.$$

彎路半徑為 75 公尺，路面潮溼，車行 54 公里/時是否發生橫滑？

$$A = \frac{1300}{4} \times 0.3 = 97.5 \text{ 公斤}.$$

$$T = \frac{1}{2}(15 \times 1.3 + 0.06 \times 1.5 \times 15^2) = \frac{19.5 + 20.3}{2}$$

$$= 19.9 \text{ 公斤}.$$

$$F_c = \frac{1300}{4 \times 10} \times \frac{15^2}{75} = 97.5 \text{ 公斤}.$$

$$U = \sqrt{T^2 + F_c^2} = \sqrt{19.9^2 + 97.5^2}.$$

所以 $U > A$,

車輛在 U 方向橫滑。

汽車停在坡路上。

例題 85. 汽車若不使用制動器，在潮溼或乾燥坡路上停留，使汽車不自己下行的坡度有多大？如使用後輪制動器，汽車可在多大的坡路上停留？

一、車輛若不使用制動器，在坡度上使車輛停止的力量即等於道路的阻力，所以：

$$W \sin \beta = fW \cos \beta$$

$$\tan \beta = f = 0.015 \text{ 合 } 1.5\% \text{ 或 } 1^\circ.$$

$$15W = 10Wn$$

$$n = 1.5 \text{ 合 } 1.5\% \text{ 或 } 1^\circ.$$

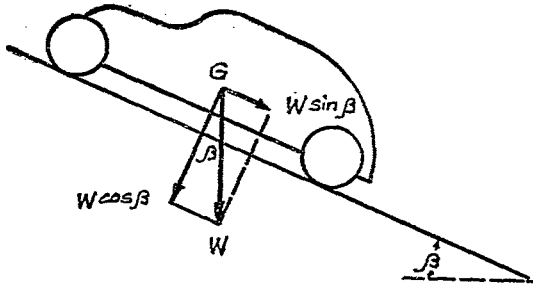


圖 202. 坡路上停車

二、設車輛下坡的力 = $W \sin \beta$,

附着力 $A = \frac{1}{2}W \cos \beta \times \mu \dots\dots\dots$ 小汽車,

$A = \frac{2}{3}W \cos \beta \times \mu \dots\dots\dots$ 運貨汽車,

$A = W \cos \beta \times \mu \dots\dots\dots$ 前後輪主動車.

如 $W \sin \beta > A$, 車輛即行下降, 所以車輛能夠停留的最大坡度:

$W \sin \beta = \frac{W}{2} \cos \beta \times \mu; \quad \tan \beta = \frac{\mu}{2} \dots\dots\dots$ 小汽車,

$$W \sin \beta = \frac{2}{3} \cos \beta \times \mu; \quad \tan \beta = \frac{2}{3} \mu \dots\dots\dots \text{運貨汽車,}$$

$$W \sin \beta = \cos \beta \times \mu; \quad \tan \beta = \mu \dots\dots\dots \text{前後輪主動車.}$$

如 $\mu = 0.3$	$\tan \beta = 0.15$ 或 15% $\dots\dots\dots$ 小汽車,
	$\tan \beta = 0.20$ 或 20% $\dots\dots\dots$ 運貨汽車,
	$\tan \beta = 0.30$ 或 30% $\dots\dots\dots$ 前後輪主動車.
如 $\mu = 0.6$	$\tan \beta = 0.30$ 或 30% $\dots\dots\dots$ 小汽車,
	$\tan \beta = 0.40$ 或 40% $\dots\dots\dots$ 運貨汽車,
	$\tan \beta = 0.60$ 或 60% $\dots\dots\dots$ 前後輪主動車.

附着力很大的車輛。可分前後輪主動拖車，鏈條車及半掛車三種。

A. 前後輪主動拖車(Tractor of all wheels driving).

設 W = 拖車重量以噸計,

$$A = \text{附着力} = W\mu,$$

Q = 被拖車重量以噸計,

於是 $W\mu = 15(W + Q) \cdot n + 10n(W + Q).$

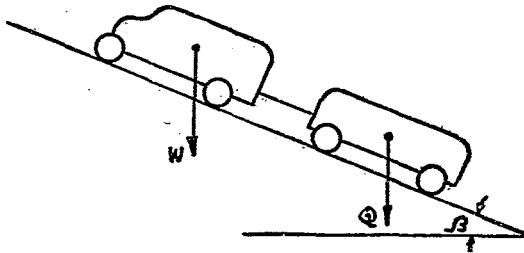


圖 203. 拖車(前後輪主動)

由上式可以求得所能上的最大坡度 n . 至於空氣阻力 KSv^2 因上坡速率低可略勿計。

B. 鏈條車(Tank)。俗稱坦克車或鏈條拖車，可在鬆沙泥滑地行駛，附着係數 $\mu \leq 0.1$ 。

為免除車輪陷入土內，必須將鏈條面積加寬加大。車輛底盤與鏈條之間加裝若干滑輪。金屬鏈條外面製成凸出條文。橡皮鏈條外面製有釘形花紋。這些花紋可深入土內增加附着力至極大限度並可免除滑動。

金屬鏈條平均壓力為 0.350 公斤/平方公分；橡皮的為 0.100 公斤/平方公分。

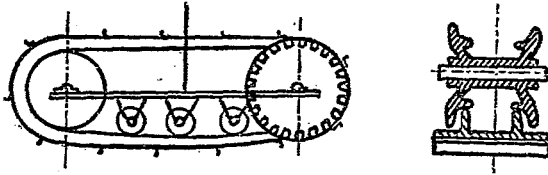


圖 204. 坦克車

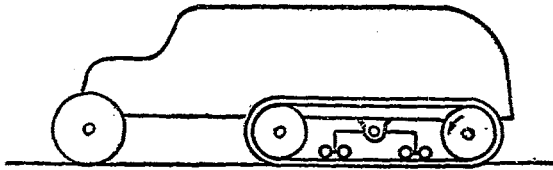


圖 205. 後部車輪裝設鏈條

C. 半掛車。為增加主動輪固着力，有將掛車或被拖車前部份重量提高，直接加在拖車的後輪上。此項被拖車名為半掛車(Semi-trailer)。

設半掛車總重量為 10 噸(圖 206)。拖車空車時後輪軸負重為 1.1 噸；載重時為 1.1 噸 + x 。

以掛車後輪為中心所起的矩力(moment):

$$x \times 5 = 10 \times 1.5$$

$$x = \frac{10 \times 1.5}{5} = 3 \text{ 噸。}$$

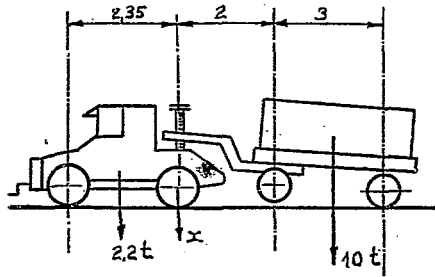


圖 206. 半掛車

於是拖車後輪負重：

$$x + 1.1 = 3 + 1.1 = 4.1 \text{ 噸.}$$

於是在潮溼路上固着力為：

$$4100 \times 0.3 = 1230 \text{ 公斤.}$$

如掛車前部不提高時固着力為：

$$1100 \times 0.3 = 330 \text{ 公斤.}$$

例題 86. 拖車發動機最大制動馬力為 80 匹，在潮溼路上附着力為 1230 公斤，拖車及半掛車總重量為 12.2 噸。求（一）在第二速率每小時 20 公里前進時，車輪前進力。（二）所能上去的最大坡度。

$$\begin{aligned} \text{(一) 車輪前進力 } T &= \frac{\text{工率}}{\text{速率}} = \frac{80 \times 75 \times 0.85 \times 0.95}{\frac{20}{3.6}} \\ &= \frac{5845 \times 3.6}{20} = 1052 \text{ 公斤.} \end{aligned}$$

所以 $T < A$ ，前進時可以全部運用。

（二）上最大坡度時，前進力應小於或等於附着力，所以

$$T_1 + T_3 \leq A.$$

$$15 \times 12.2 + 10 \times 12.2 \times n = 1230.$$

$$\eta = 8.6 \text{ 或 } 8.6\%$$

第二速率前進力為 1052, 不夠上 8.6% 的坡度, 所以應採用第一速率。

問 題

1. 前後輪主動拖車本身重三噸, 如被拖車總重 2 噸, 5 噸, 15 噸或 20 噸: 求在乾燥及潮溼道路上所能上的最大坡度。

2. 小汽車, 運貨汽車, 及前後輪主動汽車, 在潮溼及乾燥道路行駛, 求各車所能上的最大坡度。

3. 附着力係數, 是否年年在那裏演變? 將來有無再行增加的希望? 如何再行增加? 現在市上出售的雪地行車輪胎, 與普通輪胎如何區別?

4. 運貨汽車總重量 3 噸, 車輛縱向面積 2 平方公尺, 車輛在潮溼彎路上行駛, 速率 35 公里/時, 求車輛不發生滑動的最小彎路半徑。

5. 設發動機最大馬力為 100 匹, 車輛總重量為 1000 公斤, 第二速率為 20 公里/時, 如是所求得第二速率車輛前進力是否合理? 應如何改進才屬合理。

6. 車行速率越大, 前進力越小, 速率減小, 前進力加大, 但車行發生滑動時, 速率必須減低, 這種矛盾如何解釋? 滑路上坡時, 速率為何亦須減低? 與乾路上坡時減低速率之目的是否相同?

第三十五章 克 拉 子

汽油發動機與蒸汽機不同，不能在負荷 (Load) 時起動。發動機速率達到相當高度之後，所發生的轉動矩力超過車輛負荷所需要的矩力，才能開始使車輛前進。所以起動發動機的時候，發動機的動作應與車輛後輪 (Rear wheels) 或主動輪 (Driving wheels) 分離。這分離的工作，普通均用牙齒箱 (Gear box) 內速率桿 (Gear change hand lever) 放在空檔地位 (Neutral position)。至於牙齒箱更換速率時，須將發動機轉動力 (Driving effort) 離開牙齒箱，這分離的任務，由克拉子 (Clutch) 擔任。換句話說，每次更換速率或起動車輛時，均需將克拉子分開 (Declutch)。

所以克拉子的任務，為使曲軸的高速率運動傳遞到不動的或低速率的克拉子軸 (Clutch shaft)，並在極短的數秒鐘內務使曲軸與克拉子軸的速率彼此相等。此時被動片 (Driven member) 為加速，主動與被動片之間增加摩擦 (Gripping)，減少滑動 (Slipping)。

克拉子任務的另一解釋：為着傳送發動機的轉動矩力 (Driving torque) 經過牙齒箱，後軸 (Rear axle)，以達到後輪。

克拉子的革命。1925 年以前，汽車界幾乎十分之八九，均採用錐形克拉子 (Cone clutch)。因為被動錐形 (Driven cone) 重量太大，所包牛皮地位不易達到高度精確，於是錐形克拉子地位動搖，終被推翻。當年他雖有詳盡的計算和設計，現在亦已成為歷史上的遺蹟。

代替錐形克拉子而興起的，是平板克拉子 (Plate clutch) 可分單片平板及雙片平板兩種，單片的採用為最普通。他的優點：

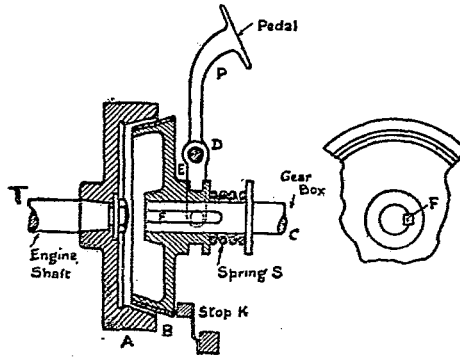


圖 207. 歷史上的錐形克拉子

A. 飛輪. C. 克拉子軸. E. 錐. K. 制止片. S. 彈簧.
B. 錐. D. 支點. l. 梢子. . 踏板. T. 曲軸.

1. 製造簡單, 成本低廉.
2. 分開克拉子的動作正確, 所需分開的距離很小.
3. 鋼製平板的本身厚度不過 1 至 1.5 公厘, 重量輕, 慣性力低.

現在是平板克拉子全盛時代, 他的威力究能保持到何時爲止? 經多方面試用成績滿意的液力克拉子 (Fluid coupling) 並可兼做牙齒箱的工作, 將來有一天, 他是否要起來把平板克拉子推倒? 這種預言能否實現, 惟有留待將來汽車革命史裏去考查.

液力傳動. 美國 Chrysler, 英國 Daimler, 德國 Krupp 等汽車均經採用液力克拉子 (Fluid flywheel 或 Hydraulic clutch). 這種液力傳動, 有的只擔任克拉子的工作, 有的擔任克拉子及牙齒箱雙重工作. 兼任牙齒箱工作的, 駕駛者可以免去更換排擋的辛苦, 且對於車輛起動非常溫和, 所以牠的前途的進展, 有着迅速推廣的希望.

Chrysler 車液力傳動結構, 計分主動 (Driving) 及被動 (Driven) 二主要部份. 主動部份, 與飛輪相結 爲一離心式液力葉輪, 計分 22 葉片.

葉輪有箱殼包護，與飛輪一同旋轉。殼內裝儲 80% 的機油。被動部份亦為液力葉輪，計分 24 葉片，面對主動部份，與克拉子軸相聯。克拉子後面，仍備有牙齒箱，惟祇在上高坡及停車時用到。

發動機旋轉時，因離心力關係，機油向主動葉輪週圍外流，經過被動葉片仍流回到主動葉輪的中心。為着避免發生週期式振動 (Periodic vibration)，被動葉片較主動的多二片。

當發動機速率在 350 R.P.M. 的時候，機油射到被動葉片的線速率約 300 公尺/分。此時所發生的轉動矩力 (Torque) 不足以轉動車輪。發動機速率達 500 R.P.M. 時，車輛可開始前進。所以發動機旋轉，使車輛停止時，速率桿應放在空檔。

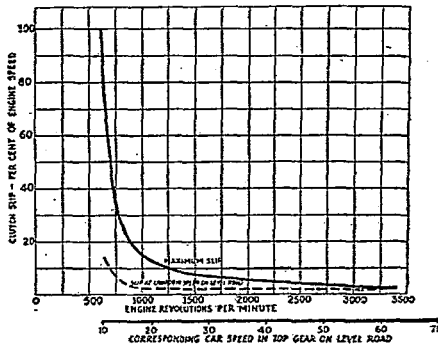


圖 208. 克拉子滑動曲線

Clutch slip-per cent of engine speed, 依照發動機速度克拉子滑動%。
 Corresponding car speed in top gear on level road, 平路直接傳動車行速率。
 Engine revolution minute, 發動機每分鐘轉數。
 Maximum slip, 最大滑動。
 Slip at uniform speed at level road, 平路等速時滑動。

發動機速率達 870 R. P. M. 發動機轉動矩力的全部，可以經被動部份傳到後輪。此時主動葉輪每秒鐘有 140 公斤 (合 300 磅) 的機油傾

射到被動葉輪內。

車輛停止，發動機慢速時，機油的流動由擋隔片(Baffle)阻礙着，轉動矩力的傳遞數量減小。發動機速率增加，離心力亦同時上漲，機油的流動，不經過擋隔片，所以轉動矩力的輸送量亦增加。

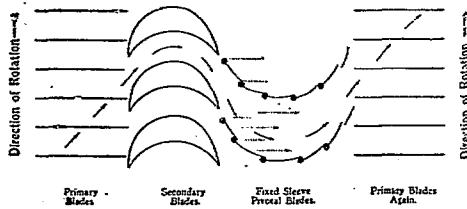


圖 209. 液力克拉子主動片及被動片旋動狀況

Direction of rotation, 旋轉方向。

Fixed sleeve pivoted blades, 可旋動葉片, 機油經過此處流回到正葉片。

primary blades, 正葉片聯在曲軸, 功用與離心式幫浦相同。

Secondary blades, 副葉片聯在克拉子軸為被動部份。

發動機的速率使車輛前進時，被動部份的速率永遠比較發動機的速率小。車行速率每小時 30 公里的時候，這個每分鐘轉數的相差最大為 200，最小為 20 轉。車行速率每小時 100 公里，最大相差數為 100 轉，最小為 10 轉。

在這種機構裏，機油向外流線速率增加，為加速運動。於是轉動矩力，亦隨加速率及力的增加而增加。機油由被動部份的外面向內面流動，為減速運動，於是所減小的力由被動部份吸收，變成轉動矩力。

摩擦材料。 錐形克拉子及平板克拉子均屬摩擦式。被動部份所包的牛皮或來令(Lining)均屬摩擦材料(Friction materials)，摩擦係數甚高。

來令係用石棉(Asbestos)及銅絲等製，計分編織(Woven fabric)，或鑄壓(Mould)而成。能受高熱，少加潤滑油或遇潮溼均不致發生滑

動。

來令厚度自 3 至 3.5 公釐，內直徑自 130 公釐至 180 公釐，外直徑 200 公釐至 300 公釐。

摩擦面材料	單位壓力 公斤/cm ²	摩擦係數	
		乾的	濕的
生鐵與生鐵	3	0.15	0.07
牛皮與生鐵	0.8 至 1	0.20	0.20
來令與鋼	2-5	0.30	0.20

摩擦轉動矩力。克拉子的任務為傳遞轉動矩力。在克拉子適當的半徑上所加的摩擦力 (Frictional force)，發生轉動矩力，至少等於發動機的轉動矩力。設

P = 摩擦面上垂直方向的總壓力以公斤計，

R = 摩擦面平均半徑以公尺計，

F = 在 R 半徑上摩擦切力以公斤計，

f = 摩擦係數，如屬來令 = 0.30，

Q = 發動機最大轉動矩力以公斤計，

N = 發生 Q 時，發動機每分鐘的轉數；

於是第三十一章研究斜面摩擦時已知：

$$F = P \times \tan\theta = P \times f.$$

所以：摩擦轉動矩力 = $Q = F \times R = fPR$ 公尺斤。

$$\text{又 發動機轉動矩力} = Q = \frac{60 \times 75 \times \text{B.H.P.}}{2\pi N}$$

$$\text{於是} \quad PR = \frac{60 \times 75 \times \text{B.H.P.}}{2\pi f N}$$

例題 87. 發動機發生最大轉動矩力的時候，每分鐘的轉數為 2000 次，制動馬力為 68 匹。如克拉子來令為石棉製，平均半徑 $R = 19$ 公分，

求克拉子總壓力 P .

$$P = \frac{60 \times 75 \times \text{B.H.P.}}{2\pi N_f R}$$

$$= \frac{60 \times 75 \times 68}{2 \times 3.14 \times 2000 \times 0.3 \times 0.19}$$

$$= 447 \text{ 公斤.}$$

克拉子踏板的計算。更換速率時，須用腳的力量將克拉子分開。駕駛汽車，使腳不疲勞，腳踩克拉子踏板 (Clutch pedal) 的力量不宜超過：

8 至 10 公斤……………小汽車.

10 至 15 公斤……………運貨汽車.

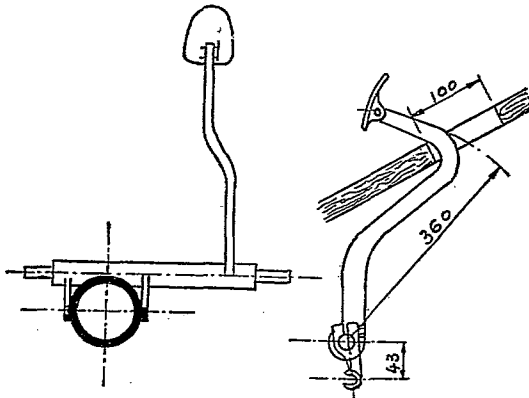


圖 210. 單式克拉子踏板

設克拉子總壓力為 500 公斤，如用單式槓桿傳動，則機械利益 (Mechanical advantage) 或比桿 (Leverage ratio) 應為：

$$\frac{500}{10} = 50.$$

克拉子因地位關係，單式槓桿機械利益至多祇能達到 10:1。所以必須採用複式槓桿，將機械利益再行提高。

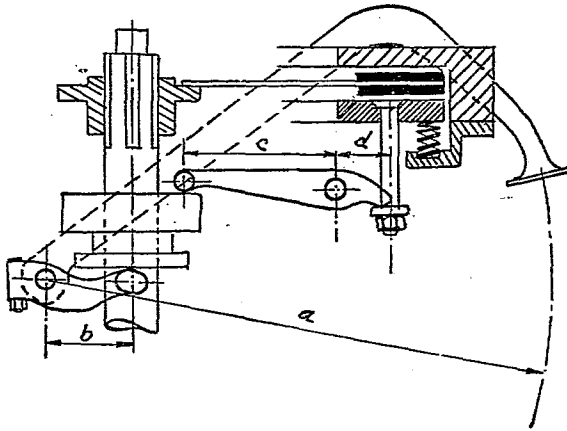


圖 211. 複式克拉子踏板

圖 211 表示複式槓桿裝置的一種。

例題 88. 單片平板克拉子彈簧壓力為 500 公斤。踩腳踏板的力為 10 公斤。求 a, b, c, d 的長度(圖 211)。

$$\frac{500}{10} = \frac{a}{b} \times \frac{c}{d}$$

設 $a = 400$ 公釐, $b = 50$ 公釐,

於是 $\frac{c}{d} = \frac{500}{10} \times \frac{50}{400} = 6.25$.

設 $c + d = 100$ 公釐

於是 $\frac{c}{100 - c} = 6.25$,

$$c = 86 \text{ 公釐,}$$

$$d = 14 \text{ 公釐.}$$

壓板(Pressure plate)移動距離為 1 公釐時,踏板移動距離為 50 公釐。

普通踏板與地板間距離為 100 至 200 公釐,踏板間隙 (Free travel of dutch pedal)約 30 公厘,即踏板踩到 30 公釐後,主動片與被動片間才開始分離。

平板每一面傳動力的計算。(一)積分算法(Integral calculus)。
平板實在的摩擦面就是來令,設

R_1 = 來令內半徑以公分計,

R_2 = 來令外半徑以公分計,

p = 來令所受單位壓力以公斤/平方公分計,

f = 摩擦係數,

Q = 半徑 R_1 及 R_2 的來令所傳送的轉動矩力以公公斤計。

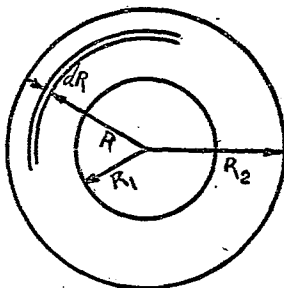


圖 212. 克拉子平板。

在來令內任取一環形平均半徑為 R , 微小環形的寬為 dR 。於是:

環形面積 = $2\pi R dR$;

環形面積所受壓力 = $2\pi R dR \times p$;

環形面積所發生的摩擦力 = $2\pi R dR \times p \times f$;

環形面積所傳送的轉動矩力 = $2\pi R dR \times p \times f \times R$ 。

$$\begin{aligned}
 \text{於是} \quad Q &= \int_{R_1}^{R_2} 2\pi R dR \times pfR = 2\pi pf \int_{R_1}^{R_2} R^2 dR \\
 &= 2\pi pf \times \frac{R_2^3 - R_1^3}{3} \text{ 公公斤} \\
 &= \frac{2\pi pf (R_2^3 - R_1^3)}{3 \times 100} \text{ 公尺斤} \dots \dots \dots (1).
 \end{aligned}$$

(二) 普通算法.

來令面積(單面) = $\pi(R_2^2 - R_1^2)$ 平方公分;

單面來令所受壓力 = $\pi p(R_2^2 - R_1^2)$ 公斤;

摩擦切力 = $\pi f p(R_2^2 - R_1^2)$ 公斤;

轉動矩力 = $Q = \pi f p R(R_2^2 - R_1^2)$ 公分

$$= \frac{\pi f p R (R_2^2 - R_1^2)}{100} \text{公尺斤} \dots\dots\dots (2).$$

由公式(1)及(2):

$$\frac{2\pi p f (R_2^3 - R_1^3)}{3 \times 100} = \frac{\pi f p R (R_2^2 - R_1^2)}{100}$$

$$R = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)} = \frac{2(R_2^2 + R_2 R_1 + R_1^2)}{3(R_2 + R_1)} \dots\dots\dots (3).$$

(三) 近似算法.

來令內直徑與外直徑之比, 即 $\frac{R_1}{R_2}$ 普通均在 0.7 以下, 大多數汽車均接近 0.60 至 0.65. 摩擦切力 (Tangential frictional force) 的作用點, 可認為在平均圓周上, 所以來令的平均半徑 R_m :

$$R_m = \frac{R_2 + R_1}{2} \dots\dots\dots (4)$$

由公式(3)所求得的 R 比較 R_m 略為大一點.

$$Q = \pi (R_2^2 - R_1^2) p f R_m \dots\dots\dots (5).$$

例題 89. 克拉子來令片外直徑 230 公厘, 內直徑 160 公厘. 求(一)內外直徑之比. (二)平均半徑.

(一) $\frac{R_1}{R_2} = \frac{160}{230} = 0.69.$

(二) $R = \frac{2(R_2^2 + R_2 R_1 + R_1^2)}{3(R_2 + R_1)}$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{2(115^2 + 115 \times 80 + 80^2)}{3(115 + 80)} \\
 &= 98.5 \text{ 公厘} \\
 R_m &= \frac{115 + 80}{2} = 97.5 \text{ 公厘}。
 \end{aligned}$$

多片平板克拉子。重量運貨汽車，有採用二片或二片以上平板。關於平板摩擦面的計算為平板本身數加飛輪及壓片數減去一。設 n = 總片數，於是摩擦面數等於 $n - 1$ 。

例如單片克拉子本身片數為 1，飛輪算 1 片，壓片算 1 片，共計 3 片。於是摩擦面數 = $n - 1 = 3 - 1 = 2$ 面。所以名義上為單片克拉子，實際上共有三片。

又如平板數為 3 片，再加飛輪及壓片共計 5 片，於是摩擦面為 $5 - 1 = 4$ 。

設 Q_t = 克拉子的總轉動矩力，
 Q = 克拉子每一摩擦面的轉動矩力，
 n = 總片數，

於是 $Q_t = (n - 1)Q$ 。

此外還有一種多片克拉子 (Disk clutch) 計分兩組，主動片與飛輪聯結，多用鋼製。被動片與傳動軸聯結多用黃銅或青磷銅製。主動片及被動片互相間隔。普通均用機油潤滑。摩擦係數 $f = 0.08$ ，此式克拉子現在採用的亦極稀少，差不多已被列在淘汰地位。

單片克拉子的計算。這是汽車界採用最普遍的一種。對於他的計算特別舉例如次：

例題 90. 發動機轉動矩力為 30 公尺斤單片，克拉子來令內外直徑之比為 0.6，來令摩擦係數 $f = 0.3$ ，來令單位壓力 $p = 1.5$ 公斤/平方公分。求(一)來令片外直徑，(二)彈簧強度。

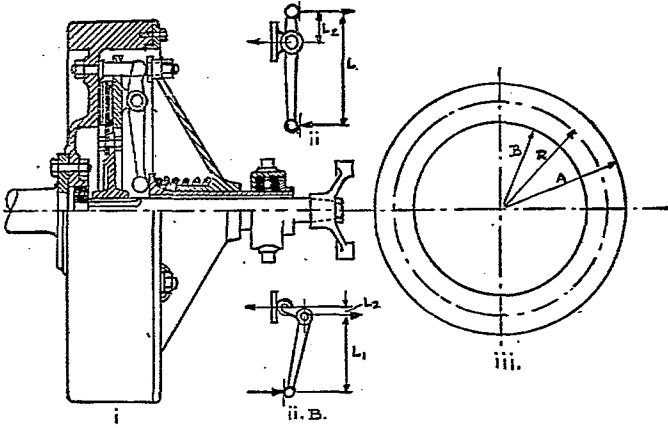


圖 213. 單片克拉子

(一) $Q_t = (n - 1)Q$

$$= (3 - 1) \times \frac{2}{3} \pi f p (R_2^3 - R_1^3).$$

或

$$Q_t = (3 - 1) \times \pi f p R_m (R_2^3 - R_1^3).$$

$$Q_t = 2\pi f p \left(\frac{R_2 + R_1}{2} \right) (R_2^3 - R_1^3),$$

$$= \pi f p R_2^3 \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \left(1 - \frac{R_1^3}{R_2^3} \right).$$

$$R_2 = \sqrt[3]{\frac{Q_t}{\pi f p \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \left(1 - \frac{R_1^3}{R_2^3} \right)}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{30 \times 100}{\pi \times 0.3 \times 1.5 (1 + 0.6)^2 (1 - 0.6)}}$$

$$= 12.74 \text{ 公分.}$$

$$R_1 = 0.6 R_2 = 7.64 \text{ 公分.}$$

我們可以取外直徑 $D_2 = 2R_2 = 250$ 公釐。

內直徑 $D_1 = 2R_1 = 150$ 公釐。

$$\begin{aligned} \text{(二)彈簧總壓力 } P &= p \times \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} \\ &= 1.5 \times \frac{3.14}{4} (25^2 - 15^2) \\ &= 471 \text{ 公斤。} \end{aligned}$$

來令有時偶染機油發生滑動，所以摩擦係數 $f = 0.3$ 不能永遠有效，彈簧經久用之後，彈力亦要減少。所以為安全計，在求得彈簧總壓力內應再加 15% 至 40%。如增加 15%

於是 $P = 1.15 \times 471 = 540$ 公斤。

克拉子彈簧。計算克拉子彈簧的方法與計算汽門彈簧相同。設

W = 彈簧所受最大壓力以公斤計，

e = 彈簧壓縮距以公釐計，

D = 彈簧平均直徑以公釐計，

d = 彈簧鋼絲直徑以公釐計，

N = 彈簧數 普通為 6 個或 9 個，

n = 每一個彈簧鋼絲捲數，

f = 許可剪割應力約等於 40 至 50 公斤/平方公釐，

G = 剪割彈性係數，約 = $0.4 E = 9000$ 至 10000 公斤/平方公釐。

$$\text{於是 } W = \frac{P}{N} \dots \dots \dots (1)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 WD}{\pi f}} \dots \dots \dots (2)$$

$$n = \frac{fGd^4}{8WD^3} \dots \dots \dots (3).$$

$$e = \frac{8WD^3n}{Gd^4} \dots \dots \dots (4).$$

例題 91. 已知單片克拉子彈簧數 $N=9$, 彈簧鋼絲數 $n=8$, 克拉子總壓力 $P=540$ 公斤, 彈簧平均直徑 $D=24$ 公釐, 彈簧不加外力時的高 $L=56$ 公釐, $f=40$ 公斤/平方公分. 求 (一) 彈簧鋼絲直徑; (二) 壓縮距; (三) 彈簧壓縮%.

$$(一) \quad W = \frac{P}{N} = \frac{540}{9} = 60 \text{ 公斤.}$$

$$\begin{aligned} d &= \left(\frac{8WD}{\pi f} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= \left(\frac{8 \times 60 \times 24}{3.14 \times 40} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= \left(\frac{288}{3.14} \right)^{\frac{1}{3}} = 4.5 \text{ 公釐.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (二) \quad e &= \frac{8WD^3n}{Gd^4} \\ &= \frac{8 \times 60 \times 24^3 \times 8}{10000 \times 4.5^4} \\ &= 12.8 \text{ 公釐.} \end{aligned}$$

(三) 彈簧不加外力時的長 $L=56$ 公釐,
彈簧受着最大壓力時的長 $= 8 \times 4.5 = 36$ 公釐,

$$\text{彈簧工作壓縮距} = \frac{12.8}{56 - 36} = \frac{12.8}{20} = 64\%.$$

現在汽車界所用螺形彈簧 (Coil spring), 大多均由專門製造廠供

給。在設計上將計算所得的下列三種數字開列：

- (1) 彈簧平均直徑 D 或外徑 $D+d$, 或內直徑 $D-d$,
- (2) 受 W 壓力後的彈簧高度,
- (3) 每 100 公斤壓力的彈簧壓縮距。

至於彈簧鋼絲直徑 d 及捲數 n 可任製造廠去決定。

問 題

1. 單片克拉子來令內外直徑之比為 0.6, 摩擦係數為 0.3, 單位壓力為 $1.5 \text{ 公斤}/\text{cm}^2$, 發動機轉動矩力為 24 公尺斤。求 a . 來令外直徑; b 彈簧壓力。

2. 單片克拉子內已知彈簧數為 6 個; 彈簧鋼絲捲數為 10; 彈簧總壓力為 400 公斤; 彈簧平均直徑為 22 公釐; 受壓力後彈簧高 55 公釐。彈簧工作應力為 $40 \text{ 公斤}/\text{平方公釐}$; $G = 9000 \text{ 公斤}/\text{平方公釐}$ 。求

- a . 彈簧鋼絲直徑 d .
- b . 壓縮距 e .
- c . 彈簧不加外力時的高 L .
- d . 彈簧壓到極限時的高 L' .
- e . 彈簧工作壓縮百分數。

3. 來令片的本身均裝有 6 個阻振彈簧(Damping Spring)。這振動從何處來? 如何加以阻止?

4. 現在有若干種汽車, 採用半離心式克拉子。換句話說, 壓緊來令片的壓力, 與克拉子的速率同時增加。繪圖說明這離心力與壓力, 增加的機械構造。(見圖 214)

5. 重量 1 噸的物體, 放在水平面上, 摩擦係數為 0.015。求: a . 推動此物體所需的力; b . 如此物體放在斜面上, 開始滑動的角度。

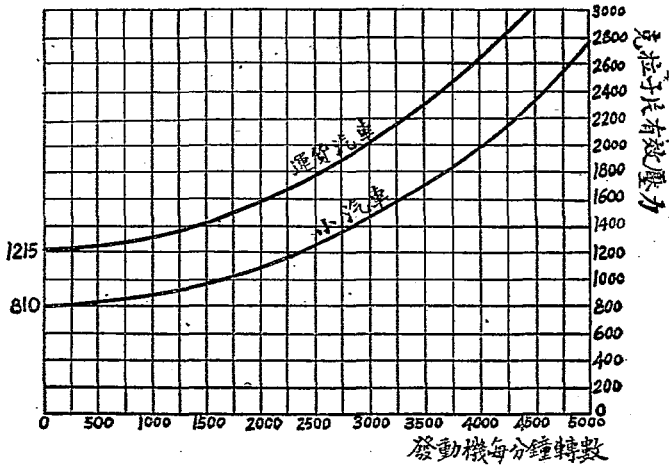


圖 214. 半離心式克 拉 子 速 率 與 壓 力 的 關 係

6. 發動機旋轉 2200 次/分的時候發生 75 匹制動馬力, 求克 拉 子 所 傳 遞 的 至 少 摩 擦 轉 動 矩 力。

第三十六章 牙 齒 箱

牙齒箱的任務。發動機的轉動矩力，傳送到汽車後輪，可以增加數倍以至數十倍。發動機的馬力為常數時，後輪的轉動矩力與後輪本身速率成反比例。所以，以發動機的轉動矩力經過減速齒輪（Speed-reduction gearing）之後，可以變成很大。

在第七章我們曾經指出，發動機速率最大時，工率（Power）最大；平均有效壓力最大時的速率，轉動矩力亦最大，普通小汽車在 1800 至 2400 R.P.M. 之間。

所以汽車上坡或遇着阻礙，發動機曲軸應用最大轉動矩力的速率旋轉，後輪的速率應使之盡量減低，使發生最大的轉動矩力。牙齒箱的任務，就是變更速率的機構，使發動機速率與後輪速率間的比例加以變動，以便達到需要增減轉動矩力的目的。這速率的比例視道路的狀況，及車輛的負荷而定。理想的牙齒箱應將依照所遇負荷的多寡，將速率自動的加以增減，使後輪轉動矩力與發動機的保持着平衡。這種無限制的速率比例，除液力傳動外，不能達到。液力式速率箱這幾年來進展很快，在研究上已獲得很大成就，不久有取齒輪式速率箱而代之的趨勢。齒輪式速率箱普通裝有三個或四個前進速率，及一個倒車。每個速率本身快慢的增減，由發動機內的風門（Accelerator）控制。

用計算方法說明牙齒箱功用。

設 Q_e = 發動機轉動矩力以公尺斤計，

$$\omega_e = \text{發動機角速率} \frac{2\pi n}{60},$$

- n = 發動機 R.P.M.,
- Q_w = 左右後輪轉動矩力以公尺計,
- ω_w = 左右後輪角速率,
- R = 車輪負荷時半徑以公尺計,
- V = 車行速率以 公里/時 計,
- P_e = 發動機工率以 公尺斤/秒 計,
- P_w = 左右後輪的工率以 公尺斤/秒 計.

於是 $P_e = Q_e \omega_e$.
 $P_w = Q_w \omega_w$.

發動機的主動工率與左右後輪的阻抗工率相平衡時, 車輛為等速前進; 發動機的工率大於左右後輪的工率時, 車輛為加速前進; 較小時為減速前進. 所以等速前進時:

$$P_w = Q_w \omega_w = 0.85 Q_e \omega_e.$$

$$\frac{Q_e}{Q_w} = \frac{1}{0.85} \frac{\omega_w}{\omega_e} = \frac{1}{0.85} \times \frac{\frac{V}{R} \times \frac{1000}{3600}}{\frac{2\pi n}{60}}$$

$$= \frac{1000 \times 60}{0.85 \times 3600 \times 2\pi R} \times \frac{V}{n}$$

$$\frac{Q_e}{Q_w} = K \frac{V}{n} \dots \dots \dots (1).$$

$\frac{\omega_w}{\omega_e}$ 稱為減倍數(Gear reduction ratio 或 Gear ratio) 或稱比速. K 為常數(Constant), 在指定的汽車內不加更變 所以 $\frac{V}{n}$ 的變動即可代表 $\frac{\omega_w}{\omega_e}$ 的變動.

我們將公式(1)加以研究. 發動機轉動矩力 Q_e 是被限制的, 最大

不能超過一定的數量。車輪的阻抗轉動矩力 Q_w 視道路的狀況，坡度的大小而增加。倘此 Q_w 增加數量很大，而 Q_e 及 n 保持不變，則 V 若不減低，公式(1)將不能生存。所以車輪遇着阻力增加時，仍維持車輛繼續前進，必須將 V 減低。減低車輪速率 V ，或更換比速，就是牙齒箱的工作。

此外車輛起動時；車行速率甚低，發動機旋轉速率很慢，所發生工率不夠車輛前進的需要；亦均需用牙齒箱更換速率。

比速的研究。今設汽車發動機最優惠的工作條件，在每分鐘旋轉 $n=2000$ 及 $n=3000$ 次之間，此時車行每小時速率為 V 在 60 及 90 公里之間，2000 至 3000 轉亦稱最有效速率，表示既省油，動作亦溫和。

於是

$$\frac{V}{n} = \frac{60}{2000} = \frac{90}{3000}$$

此種比速稱為直接傳動(Direct drive)，或稱最高速率(Top gear)，或稱第四速率，或四檔排(Fourth gear)。此時驅動軸(Proper shaft)轉數與發動機轉數相等，所以比速為 1:1。

今設車輪阻抗增加， V 不能維持到 60 公里/時，於是發動機速率亦必下降到最惠條件以外。使車行速率降低，但發動機旋轉數仍維持最優惠狀態在 2000 至 3000 次之間，設此種關係為：

$$\frac{V'}{n} = \frac{40}{2000} = \frac{60}{3000}$$

這比速稱第三速率，或三檔排(Third gear)。此時驅動軸轉 0.667 次，發動機轉一次。比速為 0.667:1 或 2:3。

車行速率繼續下降到 40 公里/時以下，以至 27 公里/時，這比速又要變動，使發動機仍在最有效速率旋轉：

$$\frac{V''}{n} = \frac{27}{2000} = \frac{40}{3000}$$

此為第二速率,或第二排檔(Second gear). 驅動軸轉 0.444 次,發動機轉一次. 比速為 0.444:1.

依同理最低速率(Bottom gear), 或頭檔排(First gear) 為:

$$\frac{V'''}{n} = \frac{1}{3000}$$

由上列關係我們得到:

$$\frac{V'}{n} = \frac{V}{n} \times \frac{2}{3},$$

$$\frac{V''}{n} = \frac{V'}{n} \times \frac{2}{3} = \frac{V}{n} \times \left(\frac{2}{3}\right)^2,$$

$$\frac{V'''}{n} = \frac{V''}{n} \times \frac{2}{3} = \frac{V}{n} \times \left(\frac{2}{3}\right)^3.$$

直接傳動的比速等於 1, 於是這四個前進速率的比速為:

$$1; \frac{2}{3}; \left(\frac{2}{3}\right)^2; \left(\frac{2}{3}\right)^3.$$

或 $1; 0.667; 0.444; 0.296.$

如屬三個速率前進的牙齒箱, 他們的比速普通為:

$$1; \frac{1}{2}; \left(\frac{1}{2}\right)^2.$$

$$1; 0.5; 0.25.$$

或用比例表示 $1:1; 0.5:1; 0.25:1.$

至於倒車比速與第一速率比速相等, 或比第一速率更小.

如採用英美制, 則上述三個速率牙齒箱的比速為:

$$1; 2; 4.$$

或 $1:1; 2:1; 4:1.$

在頭檔排時發動機轉四次, 驅動軸轉一次; 二檔排時發動機轉二次, 驅

動軸轉一次。

實際比速。 上面所說比速係按幾何級數(Geometrical progression)升減,稱為理論比速(Ideal gear ratio),按這理論方法所求得的各齒輪牙齒數(Teeth),往往非整數,例如 16 個半或 18 個半牙齒等,不合實用,所以實際比速(Actual gear ratio)略有變動,且非完全按照幾何級數,但在實際上已很夠用。

速 率	三 個 半 齒 輪 序	四 個 半 齒 輪 序
第 四 速 率		1
第 三 速 率	1	0.62 至 0.71
第 二 速 率	0.55 至 0.65	0.42 至 0.50
第 一 速 率	0.25 至 0.40	0.20 至 0.27

多數車輛合乎上列數字的限度,但有若干種車亦有加以變動的,例如 1940 年小林肯(Lincoln Zephyr)車的比速為:

	頭 檔	二 檔	三 檔	倒 車
公 尺 制	0.4257	0.6341	1	0.333
英 美 制	$\frac{2}{0.457} = 2.33$	$\frac{1}{0.6341} = 1.577$	1	$\frac{1}{0.333} = 3$

速率圖解。 橫座標代表車輛每小時行駛速率 V , 縱座標代表發動機每分鐘旋轉數 n 。於是各速率的 n 與 V 的關係可用直線 OB , OD , OF , OH 表示。

在 2000 及 3000 轉畫二根水平線, 在應更換速率處畫 FG , DE , BC 垂直線, 於是得折斷線 $ABCDEF GH$ 稱為牙齒箱工作的高級限度。

發動機在最有效速率以外亦可繼續工作, 惟成績較劣, 所以他的工作速率, 可以降到 2000 R.P.M. 以下, 或上升到 3000 R.P.M. 以上。發

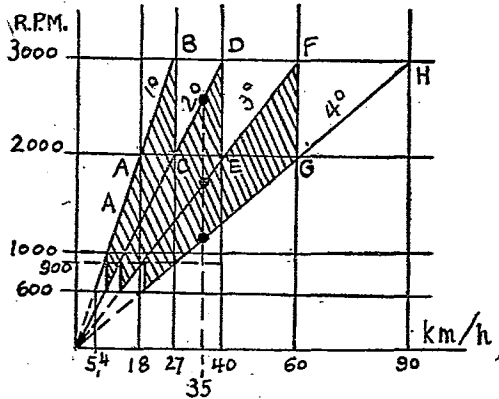


圖 215. 運貨汽車速率圖解(發動機轉數與車行速率關係)

1° 第一速率, 2° 第二速率, 3° 第三速率, 4° 直接傳動。

動機不使車輛停止前進的速率, 例如最小為 600 R.P.M. 於是在 600 及 $\times \frac{3}{2} = 900$ 轉之間, 畫第二根折斷線, 即為牙齒牙工作的低劣限度。

在這兩限種制區域內, 車輛均可行動。

由圖解亦可證明一種速率可以有數種的配合。例如每小時行駛 35 公里, 亦可用直接傳動, 三檔排及二檔排。惟以二檔排最為合宜。

如車輛用每小時由零至 5.4 公里間速率行駛, 必須運用克拉子。一方面車行甚慢, 一方面時常踩下克拉子。利用這踩下克拉子的瞬刻, 加速風門, 使發動機的旋轉數升到 600 R.P.M. 以上。克拉子聯合車又前進, 惟聯合時間甚短。此種行車稱為溜滑克拉子行駛。

速率比例圖解。設牙齒箱有四個速率, 按照幾何級數 $\frac{2}{3}$ 遞減。車輛總重量為 1300 公斤, 縱向投影面積為 1.5 平方公尺。用應用曲線可以求得, 汽車上各種不同的坡度所配合各種不同的速率。

(一) 繪道路阻力工率的直線: $I = \frac{Wv}{75} - f \cdot v$ 為車行速率以公尺/秒計算。W 為車重以公斤計。f 為摩擦係數。

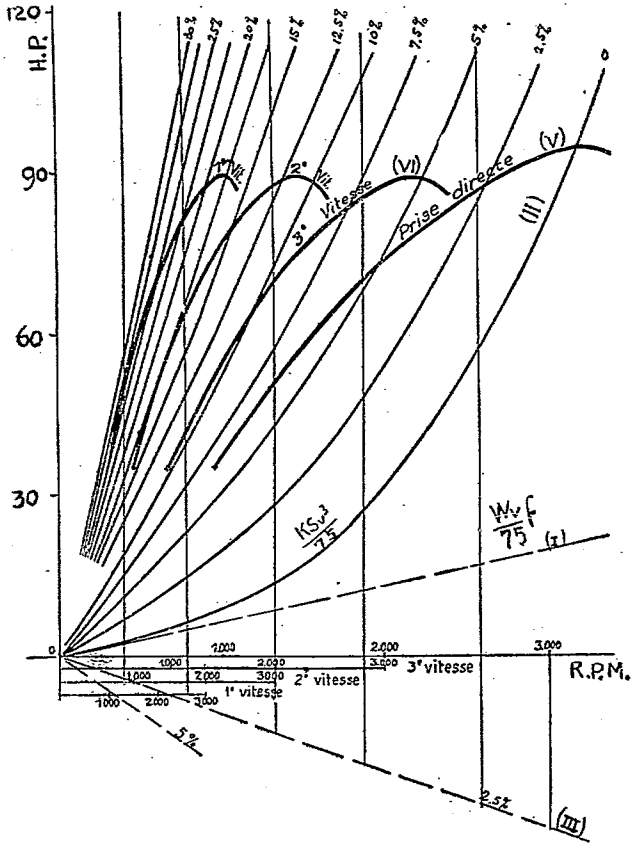


圖 216. 速率比例圖解。
Vitesse = 速率

(二) 繪空氣阻力工率曲線: $II = \frac{KSv^3}{75}$, 縱座標由直線 I 起算, 坡度為零.

(三) 在橫座標下面, 依各種不同坡度繪直線: $III = \frac{Wv}{75} \times 10\%$.

(四) 將每種坡度直線 III 縱座標，及曲線 II 縱座標相加，即得車輪阻力工率。

(五) 繪曲線： $V = 0.85 P$ 即為直接傳動時車輪主動工率。 P 為發動機工率。

(六) 繪三種曲線： $VI = 0.85 \times 0.95 P$ ，每種曲線依 $\frac{2}{3}$ 比例減去橫座標，即求得第三第二及第一速率的車輪主動工率曲線。

車輪主動工率 (Driving power) 及車輪阻力工率 (Power of resistance) 曲線相交處，代表坡度與速率的配合，在此速率內所能上的最大坡度。

以坡度為函數的車輪速率曲線，橫座標表示車行速率以公里/時計，縱座標代表坡度。圖 217 內曲線即為圖 216 內工率曲線及應用曲線的

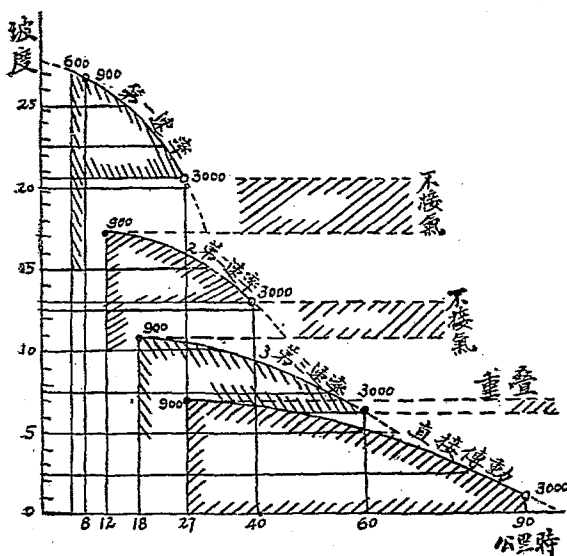


圖 217 公里時與坡度的關係。

相交點。

每種速率得到一種曲線，表示所能上去的坡度。這曲線由發動機轉數限制着，最大的為 3000 次/分，最小為 900 次/分。照理最小應為 600 次/分。惟在 900 次/分以下時容易發生停止動作，故採用 900 次較為可靠。

研究這些曲線可以運用發動機最大工率，在最惠條件內上坡，不致於發生不接氣或重疊之弊。例如：

(a) 6% 至 7% 的坡度，可用第四或第三速率上去，這二種速率共同部份稱為重疊。

(b) 11% 至 13% 的坡度，不能用第三速率上去。如用第二速率上此坡度，因缺少必需的工率，不能運用最大速率上坡。發動機速率超過 3000 次/分，轉動矩力下降對上坡更覺不利。於是坡度 11% 至 13% 之間，稱為不接氣。

(c) 坡度 17.5% 及 20% 之間亦發生不接氣動作。

我們應設法用各種適宜牙齒輪的齒數，將不接氣動作消除。至小限度亦應將不接氣動作的距離減到最小。

問 題

1. 解釋下列諸名詞：減倍數，比速，英美比速，公尺制比速，直接傳動，第一速率，不接氣，重疊。

2. 為什麼發動機旋轉數應常在一定限度之內，例如 2000 次至 3000 次之間？現在有不少汽車裝添超速傳動 (Over drive)，車行特別快時，發動機旋轉數並不增加。這種設計的利益如何？分別列舉三種利益。普通小汽車約十分之九的時間，均用直接傳動行駛，為什麼？

3. 為什麼小汽車祇用三個前進速率，運貨汽車用四個？

4. 現在小汽車,最大約祇能上 26% 的坡度。將來能否改進到上 36%? 有無此需要?

5. 上坡時發動機旋轉數,應該多少最爲有效? 利用這種速率,風門應否踩到底?

6. 車行每小時 5 公里,如何走法? 有何危險? 非有經驗駕駛人能否做到?

第三十七章 齒輪

關於齒輪(Gear)的研究,係屬專門部門。而且英美制與公尺制所用計算齒輪的方法很不相同。本章對於牙齒箱內所用齒輪提出若干點加以研究。讀者如作更進一步的探討,還須參考專書。

製造齒輪的機器,多屬自動,每具價格約自美金數萬元。美國Gleason廠, Fellows Gear Shaper廠。瑞士Maag廠,所造製齒輪機在國際上勢力最大,流行最廣。因機器的優越,出品可達最高度精確,聲音減低。因齒輪材料的進步,較十六年以前,齒輪重量,已減小一半。

齒輪各部份名稱。

壓力線。圖 219 內以 QA 及 QB 為半徑所成圓周稱為底圓(Base circle)。這兩圓周的公共切線稱為壓力線(Pressure line)。

節圓。壓力線 AB 與兩齒輪中心線 OQ 相遇於 P 點稱為節點(Pitch point)。經過 P 點以 O 及 Q 為中心的圓周稱為齒輪的節圓(Pitch circle)。

壓力角。壓力線經過節點與牙齒側面(Profile of the teeth)相垂直。由壓力線與上述節點的節圓切線所成之角稱為壓力角(Pressure angle)。從前壓力角規定為 $14\frac{1}{2}^\circ$ 。現在多改用 20° 。壓力角加大,牙齒的堅固增加,磨蝕減小;大小齒輪相配合時牙齒互相割切的動作,可以減輕。(壓力角為圖 218 內之 α 角)。

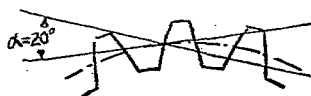


圖 218. 壓力角圖(上)
 α = 壓力角

頂高. 牙齒在節圓以上的高度稱為頂高(Addendum).

根高. 牙齒在節圓以下的高度稱為根高(Dedendum).

頂圓. 經過齒頂的圓周稱為頂圓(Outside circle). 頂圓直徑 $B =$ 節圓直徑 $D + 2 \times$ 頂高 h .

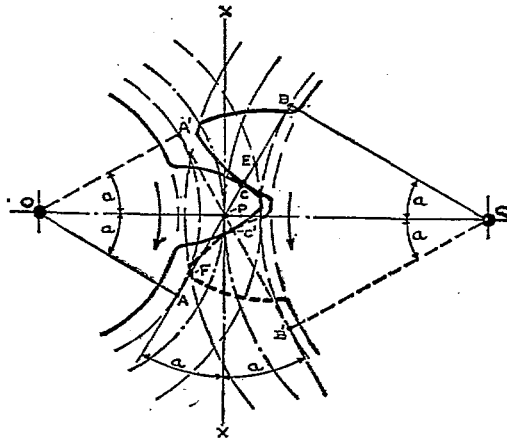


圖 219. 壓力角(下)
 $a =$ 壓力角。

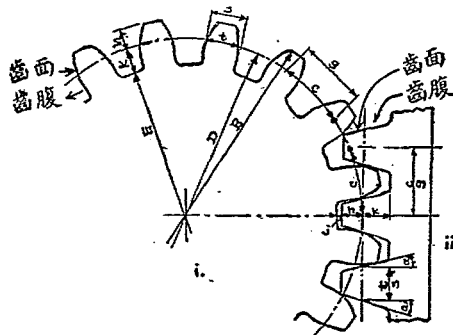


圖 220. 齒輪及齒軌

根圓。經過齒根的圓周稱為根圓 (Root circle)。根圓直徑 B = 節圓直徑 $D - 2 \times$ 根高 k 。

餘隙。二個齒輪相接合時，甲輪的齒頂不應與乙輪的齒根相接觸。二者間應留着餘隙 (Clearance)。所較餘隙即等於底圓半徑減去根圓半徑，或齒根減去齒頂即等於餘隙。 $k - h = j$ 。

齒高。齒頂加齒根 ($h + k$) 稱為齒高 (Depth of tooth)。

工作齒高。兩個齒輪相接合，其接合牙齒的高度，即甲齒的 h 與乙齒的 h 相加，稱為工作齒高 (Working depth of tooth)。

齒面及齒腹。節圓以上的牙齒側面 (Profile) 稱為齒面 (Face)。節圓以下的牙齒側面稱為齒腹 (Flank)。兩接合齒輪，甲輪牙齒齒面永遠祇能與乙輪牙齒齒腹相接觸。

齒厚。齒厚分二種。一種指每個牙齒在節圓上兩齒面間的弧長，稱為齒弧厚 (Circular thickness of tooth at pitch circle)。一種指每個牙齒在節圓上兩齒面間的直線長，稱為齒直厚 (Chordal thickness)。

齒直厚可用厚薄量具測量 (Calipers)。一個牙齒輪齒數越多，齒弧厚與齒直厚越相接近。在齒軌 (Rack) 上，二者相等。

齒寬。齒寬亦稱齒長 (Width of teeth)，係指牙齒的寬度而言。

齒距。設 N = 齒輪的牙齒數，

D = 節圓直徑以公釐計，

c = 齒距或稱齒節 (Circular pitch)；

於是 $N \times c = \pi D$

$$N = \frac{\pi}{c} \times D \dots \dots \dots (1).$$

$$c = \frac{\pi}{N} \times D \dots \dots \dots (2).$$

普通齒厚 $t = \frac{1}{2}c$ 。亦有用經驗公式：

$$t = K\sqrt{W}$$

W = 牙齒所負荷重量以公斤計，

K = 係數，

$K = 1.5$木材，

$K = 0.6$ 至 0.9生鐵，

$K = 0.3$ 至 0.6鋼鐵。

模數。節圓直徑以公釐計算，除牙齒數所得之商，稱為模數 (Module)。在公尺制計算齒輪，均以模數為出發點。

設 m = 模數，於是：

$$m = \frac{D}{N}; \quad D = mN \dots \dots \dots (3)$$

以公式(1)代入公式(3)，於是：

$$m = \frac{c}{\pi}; \quad c = \pi m$$

製造齒輪界所用標準模數，規定如附表。

照 0.25 遞升		照 0.5 遞升		照 1 升	照 2 升
...	...	0.50	0.75	10	
1	1.25	1.50	1.75	11	16
2	2.25	2.50	2.75	12	18
3	3.25	3.50	3.75	13	
4	4.25	4.50	4.75	14	20
5	5.25	5.50	5.75	15	22

例題 92. 鋼製齒輪有齒 41 個，模數為 3。求(一)節圓直徑；(二)齒距；(三)牙齒所能擔負的重量。

(一) $D = mN = 3 \times 41 = 123$ 公釐。

$$(二) \quad c = \pi m = 3.1416 \times 3 = 9.4248 \text{ 公釐.}$$

$$(三) \quad t = \frac{1}{2}c = K\sqrt{W}$$

$$(a) \quad K = 0.3$$

$$\frac{9.4248}{2} = 0.3\sqrt{W}$$

$$W = 15.7^2 = 246 \text{ 公斤}$$

$$(b) \quad K = 0.6$$

$$W = \left(\frac{9.4248}{2 \times 0.6}\right)^2 = 7.854^2 = 62 \text{ 公斤.}$$

徑距. 在英美計算齒輪均以徑距或稱徑節 (Diametral pitch) 爲出發點。設 p 爲徑距以英寸計算，齒距 c 及節圓直徑 D 均用英寸計，於是：

$$p = \frac{\pi}{c}; \quad c = \frac{\pi}{p}$$

$$N = pD; \quad D = \frac{N}{p}$$

例題 93. 齒輪節圓直徑 (Pitch diameter) 爲 $5\frac{3}{4}$ 英寸，徑距 (Diametral pitch) 爲 4。求 (一) 牙齒數。 (二) 齒距。

$$(一) \quad N = pD = 4 \times 5\frac{3}{4} = 23 \text{ 個齒.}$$

$$(二) \quad c = \frac{\pi}{p} = \frac{3.1416}{4} = 0.7854 \text{ 英寸.}$$

節圓直徑如屬分數，其分母與徑距應可銷去。例如徑距爲 4，節圓直徑如帶有分數，分母應亦爲 4；徑距爲 6，分母應爲 6；徑距爲 10，分母應爲 10。

模數與徑節的比較

模 數	徑 節	模 數	徑 節
1	25.400	4 ¹ / ₃	5.708
1 ¹ / ₄	20.320	4 ¹ / ₂	5.644
1 ¹ / ₂	16.933	4 ² / ₃	5.347
1 ³ / ₄	14.514	5	5.080
2	12.700	5 ¹ / ₄	4.838
2 ¹ / ₄	11.288	5 ¹ / ₂	4.618
2 ¹ / ₂	10.160	6	4.233
2 ³ / ₄	9.236	6 ¹ / ₂	3.907
3	8.466	7	3.628
3 ¹ / ₄	7.810	8	3.175
3 ¹ / ₂	7.257	9	2.822
3 ³ / ₄	6.773	10	2.540
4	6.350	—	—

徑 節	頂 高		模 數	頂 高	
	英 寸	節 圓 英 寸		公 釐	公 釐
...	...	0.1237	1	1.0000	...
24	0.0417	0.1309
20	0.0500	0.1571
...	0.1855	1.5	1.5000
16	0.0675	0.1963
14	0.0714	0.2244
...	0.2474	2	2.0000
12	0.0833	0.2618
...	0.3092	2.5	2.5000
10	0.1000	0.3142
9	0.1111	0.3491
...	0.3711	3	3.0000
8	0.1250	0.3927
...	0.4329	3.5	3.5000
7	0.1429	0.4488
...	0.4947	4	4.0000
6	0.1667	0.5236
...	0.6184	5	5.0000
5	0.2000	0.6283
...	0.7421	6	6.0000
4	0.2500	0.7854
...	0.8658	7	7.0000
3 ¹ / ₂	0.2857	0.8976
...	0.9895	8	8.0000
3	0.3333	1.0472
...	1.1132	9	9.0000
2 ³ / ₄	0.3636	1.1424
...	1.2369	10	10.0000
2 ¹ / ₂	0.4000	1.2560
2 ¹ / ₄	0.4444	1.3963
...	1.4842	12	12.0000
2	0.5000	1.5708

計算標準齒輪通常所用公式可分列如次：

名 稱	模 數 (公 釐) 均用公釐為單位	徑 距 (英 寸) 均用英寸為單位
徑距 p	$p = \frac{N}{D}$
模數 m	$m = \frac{D}{N}$
節圓直徑 D	$D = mN$	$D = \frac{N}{p}$
頂高 h	$h = m$	$h = \frac{1}{p}$
根高 k	$k = 1.25 h$	$k = 1.25 h$
餘隙 j	$j = 0.25 m$	$j = \frac{0.25}{p}$
頂圓直徑 B	$B = D + 2h$	$B = D + 2h$
根圓直徑 E	$E = D - 2k$	$E = D - 2k$
工作高度.....	$2h$	$2h$
全部高度.....	$h + k$	$h + k$
齒弧厚 t	$t = \frac{\pi}{2} m = 1.5708 m$	$t = \frac{1.5708}{p}$
齒直厚 s	$s = Nm \sin \left(\frac{90^\circ}{N} \right)$	$s = \frac{N}{p} \sin \left(\frac{90^\circ}{N} \right)$
直齒距 g	$g = Nm \sin \left(\frac{180^\circ}{N} \right)$	$g = \frac{N}{p} \sin \left(\frac{180^\circ}{N} \right)$

牙齒的變形。小齒輪與大齒輪(Pinion and wheel)相接合時，大齒輪的牙齒容易磨損小齒輪的齒腹(Flank)如壓力角為 20° ，小齒輪牙齒在 17 個以上；或壓力角為 $14\frac{1}{2}^\circ$ ，小齒輪牙齒在 32 個以上時，這種磨損動作就不致於發生。如小齒輪齒數必須在 17 個以下時，有二種方法可以避免磨損的發生。

一、將小齒輪的頂高 (Addendum) 加長，這加長數適等於大齒輪頂高的縮短數。此數字稱為直徑變動 (Diameter modification)。如是牙齒的工作高度並不變更，與標準牙齒相比較，小齒輪頂高加長，根高變短，大齒輪頂高縮短，根高加長。

設直徑變動 = Z , 於是:

$$\text{小齒輪外直徑} = d + 2k + Z,$$

$$\text{大齒輪外直徑} = D + 2k - Z,$$

$$\text{小齒輪根圓直徑} = d - 2k + Z,$$

$$\text{大齒輪根圓直徑} = D - 2k - Z.$$

壓力角 20° , 依照英國標準規定:

$$\begin{array}{cccccccc} \text{齒輪數} & = & 10 & 11 & 12 & 13 & 14 & 15 & 16 & 17 \\ Z(\text{英寸}) & = & \frac{0.8302}{p} & \frac{0.7132}{p} & \frac{0.5963}{p} & \frac{0.4793}{p} & \frac{0.3623}{p} & \frac{0.2453}{p} & \frac{0.1284}{p} & \frac{0.0114}{p} \end{array}$$

p 為徑距。

二、採用短齒, 亦稱 Stub 齒, 係美國 Fellows Gear Shaper Co. 所設計。壓力角仍為 20° , 惟模數有二種, 齒距用第一種。齒高用第二種。第二種模數較第一種小。例如 $3.75/3$; $3/2.25$; ……

標準牙齒與 Stub 牙齒的區別, 可用下表表示:

	標 準 牙 齒	Stub 牙 齒
頂 高	$h=1 m$	$h=0.75 m$
根 高	$k=1.15 m$	$k=0.95 m$
齒 高	$h+k=2.15 m$	$h+k=1.70 m$

英美制 Stub 齒計有二種徑距。節距用第一種徑距, 齒高用第二種徑距。下表為 Stub 齒各部份尺寸以英寸計, 壓力角為 20° 。

徑 節	節 圓	齒 弧 寬	頂 高	根 高	齒 高
3/4	1.0472	0.5236	0.2500	0.3125	0.5625
4/5	0.7854	0.3927	0.2000	0.2500	0.4500
5/7	0.6283	0.3140	0.1429	0.1786	0.3215
6/8	0.5236	0.3618	0.1520	0.1562	0.2812
7/9	0.4488	0.2244	0.1111	0.1389	0.2500
8/10	0.3927	0.1963	0.1000	0.1250	0.2250
9/11	0.3491	0.1745	0.0909	0.1136	0.2045
10/12	0.3142	0.1571	0.0833	0.1042	0.1875
12/14	0.2618	0.1309	0.0714	0.0893	0.1607

上表均用英寸計算。

牙齒的計算。一個牙齒好比一根梁，固定在一端，他端受着切力 (Tangential force) W ，而發生彎曲。

設 f = 許可應力以公斤/平方公釐

計算。普通：

鎳鉻鋼 $f = 40$ 公斤/平方公釐，

3.5% 鎳鋼 $f = 30$ 公斤/平方公釐，

0.5% 炭鋼 $f = 20$ 公斤/平方公釐，

纖維質或生牛皮 $f = 5$ 公斤/平方公釐。

M = 彎曲矩力以公斤計，

Z = 斷面係數，矩形的 $= \frac{bt^2}{6}$ ，

$h + k$ = 齒高以公釐計，

於是 $f = \frac{M}{Z} = \frac{6W(h+k)}{bt^2}$ 。

t 為齒根之厚，普通標準齒可使之等於節圓上的齒厚。於是

$$t = \frac{\pi m}{2}; \quad h + k = 2.15 m.$$

$$= \frac{6 \times 2.15 m W}{b \times \left(\frac{\pi m}{2}\right)^2} = 5.2 \frac{W}{bm}$$

Stub 齒齒根的厚，普通較節圓齒厚略大。

為減小損蝕，牙齒應有相當寬度 b (Width of teeth)，普通每公釐寬負荷不應超過 30 公斤。

齒輪傳送馬力及轉動矩力。

設 Q = 發動機轉動矩力以公尺斤計，

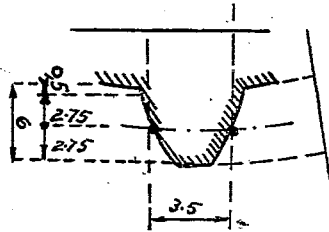


圖 221. Stub 齒式樣

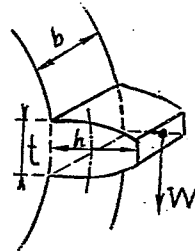


圖 222. 牙齒負荷

D = 齒輪節圓直徑以公釐計,

R = 齒輪每分鐘旋轉數,

W = 牙齒許可負荷以公斤計,

H.P. = 由齒輪傳送的馬力,

於是
$$Q = \frac{60 \times 75 \times \text{H.P.}}{2\pi R} \text{ 公尺斤.}$$

$$Q = \frac{1}{2} DW \text{ 公釐斤.}$$

$$W = \frac{60 \times 70 \times \text{H.P.} \times 1000}{\pi R D} \text{ 公斤.}$$

$$b = \frac{W}{30} \text{ 公釐.}$$

例題 94. 齒輪節圓直徑 50 公釐, 每分鐘旋轉 4000 次, 傳送馬力為 100 匹. 求(一)許可負荷.(二)牙齒之寬.

$$\begin{aligned} \text{(一)} \quad W &= \frac{60 \times 75 \times \text{H.P.} \times 1000}{\pi R D} \\ &= \frac{60 \times 75 \times 100 \times 1000}{3.1416 \times 4000 \times 50} = 716 \text{ 公斤.} \end{aligned}$$

$$\text{(二)} \quad b = \frac{716}{25} = 28.6 \text{ 公釐.}$$

齒輪直徑. 計算牙齒箱內各齒輪的直徑, 應視減倍數及不佔地位而定. 茲分述如次.

一、克拉子軸齒輪. 克拉子軸齒輪直徑, 普通約等於發動機汽缸行程 $2/3$.

設 Q = 發動機最大轉動矩力以公斤計,
 r = 克拉子軸齒輪節圓半徑以公尺計,
 W = 牙齒切力或負荷,

於是
$$W = \frac{Q}{r} \text{ 公斤.}$$

二、克拉子軸齒輪與中間軸齒輪永相接合，二齒輪的比速普通等於第一速率比速的平方根，即等於 0.5 至 0.7 之間。

三、中間齒輪牙齒的負荷增加，第一速率比較克拉子齒輪要大二倍。

因中間軸至副軸間距離相同，所以如模數相等時，每對齒輪的牙齒數亦均相等。

四、如每對齒輪的模數各不相同，則二軸間的距離應為各模數的公整數。

設 L = 兩齒輪的中心距離以公釐計，

a, b, c, d = 各齒輪的牙齒數，

$m = a$ 及 b 輪模數，

$m' = c$ 及 d 輪模數，

$$r = \text{比速} = \frac{a}{b} = \frac{D_1}{D_2}$$

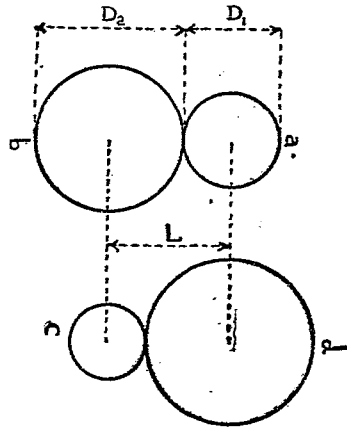


圖 223 牙箱箱內齒輪

於是 $2L = m(a + b) = m'(c + d)$ 。

$a + b$ 為 m' 的倍數， $c + d$ 為 m 的倍數。

$$\text{兩齒輪總齒數} = a + b = \frac{2L}{m}$$

$$\text{又} \quad r = \frac{a}{b}; \quad a = rb; \quad b = \frac{a}{r}$$

$$\text{於是} \quad a + \frac{a}{r} = \frac{2L}{m}; \quad a = \frac{2Lr}{m(r+1)}$$

$$b + br = \frac{2L}{m}; \quad b = \frac{2L}{m(r+1)}$$

例題 95. 90×100 之六隻汽缸發動機，最大轉動矩力為 30 公尺斤。牙齒箱內齒寬為 30 公釐，許可應力為 40 公斤/平方公釐，前進速率為三個：

A. 所用牙齒為標準式。求(一)克拉子軸齒輪直徑。(二)牙齒負荷。(三)模數。(四)各齒輪的齒數及比速。(五)每公釐齒寬的壓力。(六)工作應力。

B. 如所用牙齒為短齒或 Stub 齒。求(一)克拉子軸齒輪牙齒許可應力。(二)第一速率牙齒許可應力。(三)各齒輪間牙齒數。(四)比速。(五)第一速率牙齒負荷。

A. 標準牙齒：

$$(一) \quad D = 100 \times \frac{2}{3} = 66.6 \text{ 公釐, 採取 } 70 \text{ 公釐.}$$

$$(二) \quad W = \frac{Q}{r} = \frac{30}{0.035} = 857 \text{ 公斤.}$$

$$(三) \quad m = 5.2 \times \frac{W}{bf} = \frac{5.2 \times 857}{30 \times 40} = 3.62 \text{ 取 } 3.75.$$

$$(四) \text{ 克拉子軸齒輪齒數 } N = \frac{D}{m} = \frac{70}{3.75} = 18.6 \text{ 取 } 18 \text{ 齒.}$$

$$\text{克拉子軸齒輪及中間軸齒輪之比速} = \frac{18}{28} = 0.64.$$

$$\text{第一速率各齒輪齒數: } \frac{18}{28} \times \frac{16}{26} = 0.395.$$

$$\text{第二速率各齒輪齒數: } \frac{18}{28} \times \frac{24}{22} = 0.685.$$

第一速率 $\sqrt{0.395} = 0.63$ 與 $\frac{18}{28} = 0.64$ 極相接近。

(五) 克拉子軸齒輪牙齒每公釐齒寬壓力:

$$\frac{857}{30} = 28.5 \text{ 公斤.}$$

第一速率每公釐齒寬壓力為:

$$\frac{W_1}{30} = \frac{857 \times \frac{26}{16}}{30} = 46 \text{ 公斤.}$$

此數值太高應將第一速率牙齒加寬。同時將公釐壓力提高到 30 公斤以上, 因第一速率很少在全負荷狀態內工作。

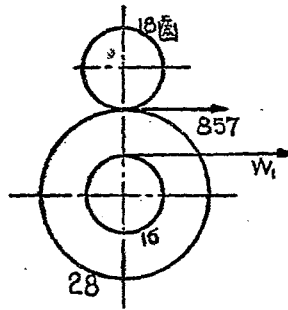


圖 224. 克拉子軸齒輪與中間軸齒輪比速

(六) 克拉子軸齒輪牙齒工作應力:

$$f = 5.2 \frac{W}{b \times m} = \frac{5.2 \times 857}{30 \times 3.75} = 38 \text{ 公斤/平方公釐}$$

第一速率牙齒工作應力, 設齒寬 b 加到 40 公釐:

$$f = 5.2 \times \frac{W_1}{bm} = \frac{5.2 \times 857 \times 26}{40 \times 3.75 \times 16} = 48 \text{ 公斤.}$$

以上各項計算, 均屬大約數值, 為舉例性質。照理決定模數, 節圓直徑以及各齒輪的齒數, 須經過數次的配合計算, 經比較後才能選定。

B. 依照 Stub 齒的計算:

(一) 取 $m = 3.75$.

$$h + k = 1.70 \times 3.75 = 6.375 \text{ 公釐.}$$

$$t = \frac{\pi m}{2} = \frac{3.1416 \times 3.75}{2} = 6.887 \text{ 公釐.}$$

如仍採用 18 牙齒, 齒寬為 30 公釐, 於是

$$\begin{aligned} f &= \frac{M}{Z} = \frac{6W(h+k)}{bt^2} = \frac{6 \times 857 \times 6.375}{30 \times 6.887^2} \\ &= 25 \text{ 公斤/平方公釐.} \end{aligned}$$

$$W = \frac{Q \times 2 \times 1000}{mN} = \frac{30 \times 2 \times 1000}{3.75 \times 18} = 888 \text{ 公斤.}$$

與 A (六) 相比較, 許可應力相差 $38 - 25 = 13$ 公斤. 因此牙齒數可減到 17 個亦足夠用.

(二) 為減小齒寬設第一速率齒輪模數改用 4. 牙齒的負荷為 $2W = W_1 = 1700$ 公斤, 齒寬為 30 公釐 於是

$$h + k = 1.7 \times 4 = 6.8,$$

$$t = \frac{\pi \times 4}{2} = 6.28,$$

$$f = \frac{M}{Z} = \frac{6 \times 1700 \times 6.8}{30 \times 6.28^2} = 42 \text{ 公斤/平方公釐,}$$

(三) 及 (四) $a + b = 4$ 的倍數,

$$c + d = 3.75 \text{ 的倍數,}$$

取 $a + b = 18 + 30 = 48$

$$\text{於是 } c + d = (a + b) \frac{m}{m'} = 48 \times \frac{3.75}{3} = 45.$$

第一速率各齒輪齒數:

$$\frac{18}{30} \times \frac{15}{30} = 0.3.$$

第二速率各齒輪齒數:

$$\frac{18}{30} \times \frac{25}{20} = 0.75.$$

(五) 審核第一速率齒輪牙齒的負荷:

$$W_1 \times (15 \times 4) = 888 \times (30 \times 3.75)$$

$$W_1 = \frac{888 \times 30 \times 3.75}{15 \times 4} = 1660 \text{ 公斤.}$$

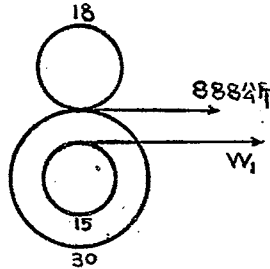


圖 225. 第一速率齒輪

與 B (二) 所假定的相符合。

斜齒輪。 牙齒箱內直齒輪的相對滑動，為發生噪雜高聲的主要原因。斜齒輪的牙齒可認為無數小直齒重疊而成。牙齒的互相接觸，永遠順着圓柱 CC' 點。所以互相滑動的現象不存在，聲音減低。現在小汽車牙齒箱均採用斜齒輪，其目的即為消除吵雜聲音。



圖 226. 斜牙齒

問 題

1. 解釋下列諸名詞：模數，徑距，齒距，頂高，根高，齒厚，齒寬，短齒，壓力角。
2. 二個齒輪中心距離為 130，模數為 5，比速為 1:15。求此二齒輪齒數。
3. 齒輪節圓直徑約 6 英寸，齒距為 $\frac{1}{2}$ 英寸。求 (一) 牙齒數。(二) 確實節圓直徑。(三) 齒厚。
4. 列舉齒輪機製造廠名稱數家。這些機器使用是否簡單？廠方是否負責訓練使用人員？價值若干？

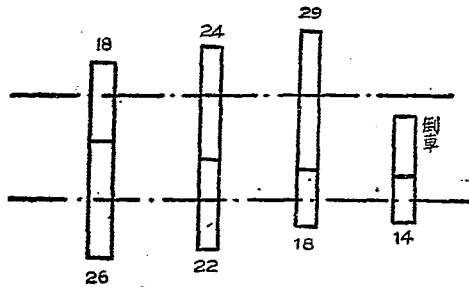


圖 227. 速率箱齒輪齒數

5. 英美制與公尺制所用計算齒輪方法，完全不同。所得結果是否一制？二者間有無共同之點？

6. 小林肯汽車發動機旋轉 1800 次的時候，最大轉動矩力 22 公尺斤，速率箱內各齒輪齒數如圖 227 所示。求（一）每對齒輪間的模數；（二）第一第二及倒車的比速；（三）各齒輪的負荷及轉動矩力。（本題由英美制改用公尺制，故所求得模數數字與公尺制不符）。

第三十八章 齒輪軸

牙齒箱內普通有四根齒輪軸。這幾根軸的名稱，英美法所用多有不同且相矛盾。不論英美的稱呼，中文名稱暫行規定如次。

一、克拉子軸或正軸（英法稱 Primary shaft, 美稱 Clutch shaft）。

二、中間軸或逆轉軸（英 Layshaft, 美 Counter shaft, 法 Arbre d'intermediaire）。

三、副軸或傳動軸（英美 Transmission shaft, 法 Arbre secondaire）。

四、倒車軸（Reverse shaft）

軸的負荷。永相接合齒輪。克拉子軸齒輪與中間軸相接合齒輪，亦稱永相接合齒輪。

設 F = 節圓上切力以公斤計，
 D = 節圓直徑，
 α = 壓力角普通 = 20° ，
 F' = 兩齒接觸點的垂直壓力，
 ϕ = 兩齒相接觸處發生摩擦的角度，普通 = 5° ，
 F_1 = 摩擦力及 F' 力的合力。

於是
$$F' = \frac{F}{\cos \alpha}$$

因 α 角甚小可使：

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{F'}{\cos \alpha} = \frac{F}{\cos(\alpha + \phi)} = \frac{F}{\cos(20^\circ + 5^\circ)} \\ &= \frac{F}{0.9063} = 1.1 F. \end{aligned}$$

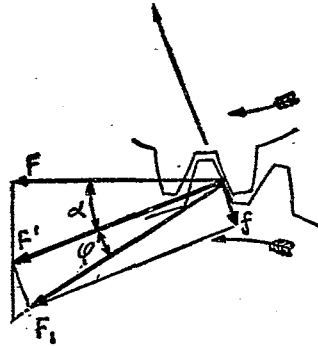


圖 228. 齒輪軸負荷.

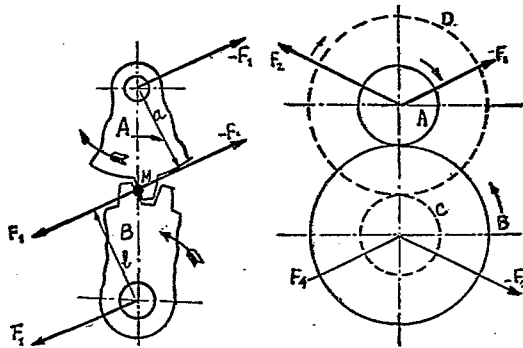


圖 229. 齒輪轉動矩力.

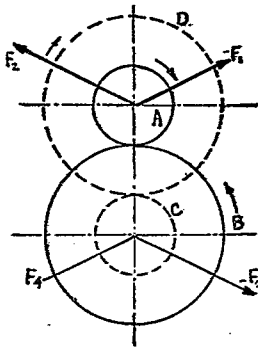


圖 230. 牙齒箱各軸負荷.

設在 A 齒輪上接觸點 M 假定為固定，於是轉動矩力 $F_1 \times a$ 有使 A 齒輪以 M 為中心發生旋動的趨勢，所以在 A 輪軸上發生反力 (Reaction) 即等於 $-F_1$ 。

依相同理論推算，在 B 齒輪上轉動矩力 $F_1 \times b$ 的反力，在 M 點為 $-F_1$ ，在 B 輪軸上為 F_1 。

各速率齒輪。設 A 及 B 為永相接合齒輪, C 及 D (圖 230) 為第二速率齒輪 d_A, d_B, d_C, d_D 為各輪節圓直徑。於是用求 F_1 方法, 可以求到第二速率及第一速率齒輪的反力:

$$\text{第二速率齒輪切力} = \frac{F \times d_B}{d_C}$$

$$\text{第二速率齒輪的反力} = \frac{F \times d_B}{d_C} \times \frac{1}{\cos 25^\circ}$$

永相接合 A 輪為主動輪, B 為被動輪; 第二速率齒輪 C 為主動, D 為被。

例題 96 發動機最大轉動矩力為 30 公尺, 永相接合齒輪齒數為 18 及 30, 模數為 3.75, 負荷 $F=888$ 公斤。第一速率齒數為 15 及 30 第二速率齒數為 25 及 20, 模數均為 4。求第一第二速率齒輪的負荷及反力。

計算結果可列表及繪圖如次:

齒 輪	牙齒負荷或切力 F	反力 $\frac{F}{\cos 25^\circ}$
永 相 接 合	888 公斤	966 公斤
第 二 速 率	$\frac{888 \times 30 \times 3.75}{25 \times 4} = 985$ 公斤	1080 公斤
第 一 速 率	$\frac{888 \times 80 \times 3.75}{15 \times 4} = 1460$ 公斤	1800 公斤

齒輪軸的長。

設 b = 牙齒的寬以公釐計,

b' = 直接傳動爪齒或等齒器的寬度以公釐計,

j = 相鄰二齒輪間的空隙以公釐計,

B = 軸承的寬以公釐計,

$L =$ 齒輪軸長度以公釐計，

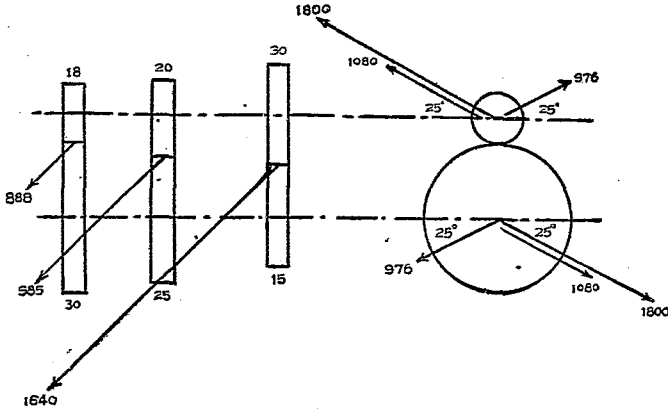


圖 231. 反力的分佈。

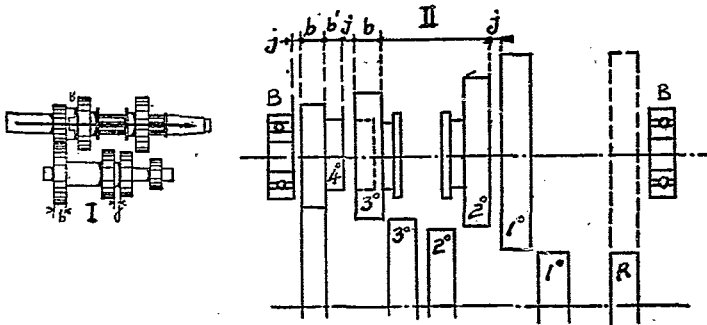


圖 232. 齒輪軸長度。

I. 三個前進速率牙齒箱。

II. 四個前進速率牙齒箱。

於是

$$L = 2B + 7j + 6b + 2b'$$

普通 $B = 16$ 至 20 公釐, $j = 2$ 至 4 公釐, $b = 18$ 至 30 公釐, $b' = 12$ 公釐 (爪齒) 或約 $= 60$ 公釐 (等齒器). $L = 160$ 至 260 公釐之間。

軸的計算。 避免牙齒箱內振動和聲音，齒輪軸應予額外的堅固。軸的直徑宜大，長度宜短。審定軸的堅固時，軸的彎曲距 (Deflection) 不應超過 6% 至 10% 公釐。

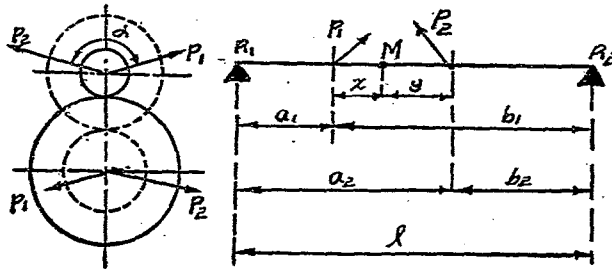


圖 233. 齒輪軸各部份負荷。

一、計算彎曲及扭轉矩力的合力。

- 設 F = 軸的負荷以公斤計，
 r = 軸的半徑以公釐計，
 M_t = 扭轉矩力以公釐斤計，
 M_1 及 $M_2 = P_1$ 及 P_2 的彎曲矩力，
 M_b = 彎曲矩力的合力以公釐計，
 M = 理論彎曲矩力。

於是

$$M_t = F \times r.$$

$$M_1 = Aa_1 = \frac{P_1 a_1 b_1}{l}.$$

$$M_2 = Bb_2 = \frac{P_2 a_2 b_2}{l}.$$

$$M_b = \sqrt{M_1^2 + M_2^2 - 2 M_1 M_2 \cos \alpha}.$$

$$M = \sqrt[3]{\frac{8}{3} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_t^2}} \dots \dots \dots (1).$$

工作許可應力 $f = \frac{M}{Z}$, Z 為軸的斷面係數。

二、計算彎曲距。因負荷 P_1 及 P_2 不在同一平面內，於是

$$P = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 - 2 P_1 P_2 \cos \alpha}$$

P 在 M 點上介於 P_1 及 P_2 之間，他們的關係為：

$$P_1 x = P_2 y$$

設 E = 軸材料的縱彈性係數以公斤/平方公釐計，

I = 慣性矩力以長度四次方計，

e = 彎曲距以公釐計，

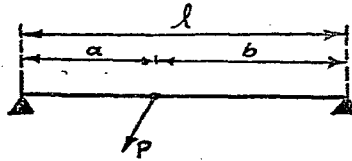


圖 234. 齒輪彎曲距。

於是

$$e = \frac{P a^2 b^2}{3 EI}$$

如

$$a = b$$

$$e = \frac{Pl^3}{48 EI} \dots \dots \dots (2)$$

三、用圖解計算。用圖解方法計算比較簡快。先決定 M_1 及 M_2 ，於是可求得 M 。 M 用公式 (1) 計算。

由力的多邊形可以求得合力 P 所發生彎曲矩力 M 的位置。 P 為 P_1 及 P_2 的合力，可用公式 (2) 計算。

齒條軸。齒條軸 (Teeth shaft 或 Splined shaft) 亦稱溝槽軸。美國汽車工程協會 (S.A.E.) 對齒條軸規定有標準 (Standard) 尺寸及負荷

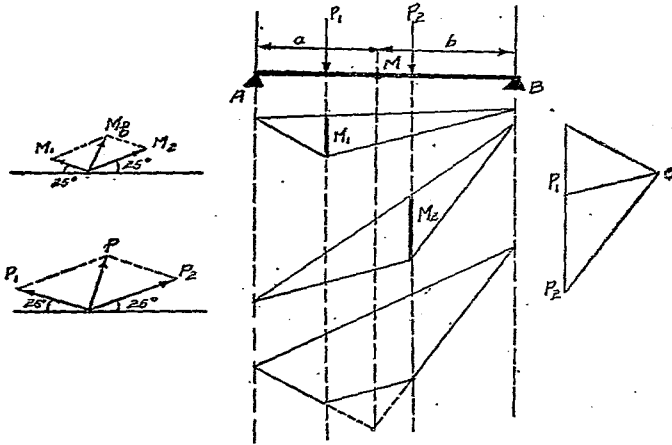


圖 235. 齒輪軸計算圖解。

數量。

齒條軸的齒條數在美國規定為 4, 6, 10, 及 16 四種; 在法德則 4, 6, 8 三種。

汽車內用齒條軸部份除牙齒箱外尚有驅動軸 (Propeller shaft), 後輪軸 (Rear wheel shaft), 方向軸 (steering shaft) 等處

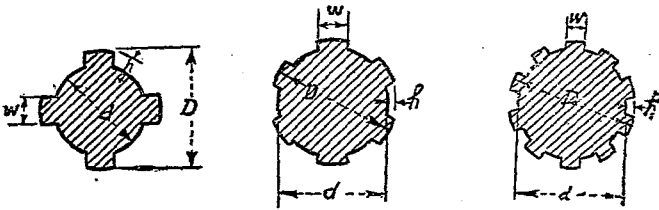


圖 236. 齒條軸斷面。

齒條軸的齒稱為外齒 (External teeth), 與齒條軸相聯結的機件或

齒條軸套的齒稱為內齒 (Internal teeth). 這內外齒的聯結有三種不同的裝法:

- A. 固定裝法 (Permanent fit),
- B. 套在齒條軸上可以前後移動的無負荷移動有負荷移動 (To slide not under load),
- C. 有負荷移動 (To slide under load).

美國 S.A.E. 規定齒條軸尺寸

齒條數	A. 固定			B. 無負荷移動			C. 有負荷移動		
	W	h	d	W	h	d	W	h	d
4	0.241 D	0.075 L	0.850 D	0.241 D	0.125 D	0.750 D			
6	0.250 D	0.050 D	0.900 D	0.250 D	0.075 D	0.850 D	0.250 L	0.100 D	0.800 D
10	0.156 D	0.045 L	0.910 D	0.156 D	0.070 L	0.860 D	0.156 D	0.095 D	0.810 D
16	0.098 D	0.045 D	0.910 D	0.098 D	0.070 D	0.860 D	0.098 D	0.095 D	0.810 D

公尺制規定齒條軸尺寸

齒條數 n	d	D	W	s	n	d	D	W	s
6	11	14	3	5	8	32	38	6	12
	13	16	3.5	5		36	42	7	12
	16	20	4	6.5		42	48	8	12
	18	22	5	6.5		46	54	9	18
	21	25	5	6.5		52	60	10	18
	23	28	6	8.5		56	65	10	21
	26	32	6	9		62	72	12	24
	28	34	7	9		72	82	14	24

S = 每公釐軸長的實在支持面積以平方公釐計算。對齒條的圓滑部份及不易達到平行等分關係, 此項面積之值應予降低。

齒條軸實際支持面積每平方公釐壓力, 不應超過下列數字:

- A. 固定.....12 至 20 公斤/平方公釐,

- B. 無負荷移動..... 4 至 10 公斤/平方公釐，
 C. 負荷移動..... 1 至 3 公斤/平方公釐。

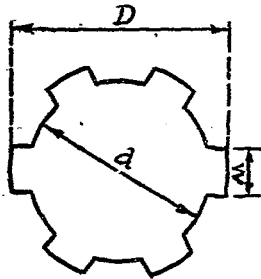


圖 237. 六齒條軸。

例題 97. 第一速率正軸及副軸的負荷如圖 238 所示。軸的彎曲距 $e = 8\%$ 公釐。所用材料彈性係數 $E = 25000$ 公斤/平方公釐。求 (一) 合力負荷 P 。 (二) a 及 b 的長度。 (三) 軸的內直徑 d 。 (四) 選定齒條軸尺寸。

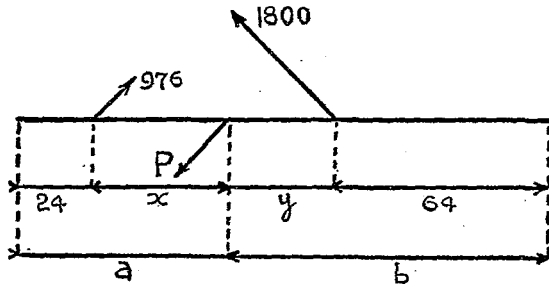


圖 328. 副軸的負荷。

$$\begin{aligned}
 \text{(一)} \quad P &= \sqrt{976^2 + 1800^2 - 2 \times 976 \times 1800 \times \cos 130^\circ} \\
 &= 1400 \text{ 公斤。}
 \end{aligned}$$

$$(二) \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{y}{x}, \quad \frac{P_1 + P_2}{P_2} = \frac{x + y}{x}$$

$$x = \frac{(x + y)P_2}{P_1 + P_2} = \frac{78 \times 1800}{976 + 1800} = 50.5$$

$$a = 24 + 50.5 = 74.5 \text{ 取 } 75 \text{ 公釐.}$$

$$b = 176 - 75 = 101 \text{ 公釐.}$$

$$(三) \quad e = \frac{Pa^2b^3}{3EI}$$

$$0.08 = \frac{.1400 \times 75^2 \times 101^2}{3 \times 25000 \times \frac{\pi d^4}{64} \times 176}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{1400 \times 75^2 \times 101^2 \times 64}{3 \times 25000 \times \pi \times 176 \times 0.08}} = 35 \text{ 公釐.}$$

(四) a. 用公尺制應取 8 齒條, 於是按表

$$d = 36 \text{ 公釐, } D = 42 \text{ 公釐, } B = 7 \text{ 公釐, } s = 12 \text{ 平方公釐.}$$

設第一速率移動齒組合的長度為 40 公釐. 移動時克拉子分開, 所以用實際支持面積每平方公釐 2 至 4 公斤壓力, 加以審核.

齒條軸平均半徑上的切力為:

$$\text{第一速率齒輪直徑} \times \text{節圓切力} = \text{齒條軸平均直徑} \times \text{切力.}$$

$$1640 \times (30 \times 4) = (36 + 42) \frac{1}{2} \times F_t$$

$$F_t = 5000 \text{ 公斤.}$$

$$s \times l = 12 \times 40$$

$$\text{單位壓力: } \frac{5000}{12 \times 40} = 10 \text{ 公斤/平方公釐.}$$

b. 用英美制:

$$n = 6$$

$$d = 0.850 D$$

$$36 = 0.850 D$$

$$D = 44.7 \text{ 公釐}$$

$$W = 0.25 D = 0.25 \times 44.7 = 11.14 \text{ 公釐}$$

齒條軸軸承反力的計算。軸承反力(Reaction)亦稱軸承負荷(Load on bearing)。依圖 239 我們可以求得齒條軸軸承的負荷：

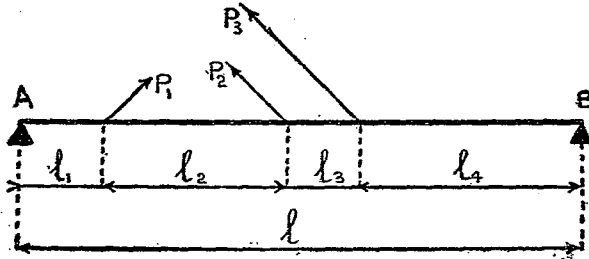


圖 239. 軸承反力。

$$P_1 = 976 \text{ 公斤}$$

$$P_2 = 1080 \text{ 公斤}$$

$$P_3 = 1800 \text{ 公斤}$$

$$l_1 = 24, \quad l_2 = 56$$

$$l_3 = 22, \quad l_4 = 64$$

$$l = 176 \text{ 公釐}$$

$$A_1 = \frac{P_1(l - l_1)}{l}$$

$$A_2 = \frac{P_2(l - l_1 - l_2)}{l}$$

$$A = \sqrt{A_1^2 + 2 A_1 A_2 \cos 130^\circ}$$

第一速率 B 的反力爲最大,所以

$$B_1 = \frac{P_1 l_1}{l}$$

$$B_2 = \frac{P_3(l-l_4)}{l}$$

$$F = \sqrt{B_1^2 + B_2^2 - 2 B_1 B_2 \cos 130^\circ}$$

此外亦有用下列方法計算軸承反力,比較簡快,惟所得數字比較上述的爲大.

$$A = A_1 + A_2$$

$$B = P_1 + B_2$$

例題 98. 用圖 239 內數字,用二種計算法求反力 A 及 B .

$$(一) \quad A_1 = \frac{P_1 \times (l - l_1)}{l} = \frac{796 \times (176 - 24)}{176} = 842 \text{ 公斤.}$$

$$A_2 = \frac{P_2 \times (l - l_1 - l_2)}{l} = \frac{1080 \times (176 - 24 - 56)}{176} = 589 \text{ 公斤.}$$

$$A = A_1 + A_2 = 842 + 589 = 1431 \text{ 公斤.}$$

$$\begin{aligned} \text{又} \quad A &= \sqrt{A_1^2 + A_2^2 - 2 A_1 A_2 \cos 130^\circ} \\ &= [842^2 + 589^2 - 2 \times 844 \times 589 \times (-0.6428)]^{\frac{1}{2}} \\ &= 1280 \text{ 公斤.} \end{aligned}$$

$$(二) \quad B_1 = \frac{P_{11}}{l} = \frac{976 \times 24}{176} = 133 \text{ 公斤.}$$

$$B_2 = \frac{P_3(l-l_4)}{l} = \frac{1800(176-64)}{176} = 1148 \text{ 公斤.}$$

$$B = B_1 + B_2 = 133 + 1148 = 1281 \text{ 公斤.}$$

$$\begin{aligned}
 \text{又} \quad B &= \sqrt{B_1^2 + B_2^2 - 2 B_1 B_2 \cos 130^\circ} \\
 &= [133^2 + 1148^2 - 2 \times 133 \times 1148 \times (-0.6428)]^{\frac{1}{2}} \\
 &= 1230 \text{ 公斤} .
 \end{aligned}$$

軸承。每一根軸 (Shaft) 至少均有二個軸承 (Bearing) 汽車內各部份共有軸承七八十個以上, 所以特在此處作概略的研究。

軸承的分類。軸承可分下列五類:

一、不加潤滑油軸承或第一次加潤滑油後以後永不再加潤滑油軸承 (Oilless bearing)。此類又可分為 (a) 圓柱形軸承 (Cylindrical) 及 (b) 擋住軸承 (Trust bearing)。例如汽車車門開關, 車門門扭, 窗玻璃搖柄等軸承均屬此類。

二、按期潤滑軸承 (Periodically lubricated bearing), 普通多用黃油或油膏 (Grease), 或機油 (Oil) 潤滑。亦可分為 (a) 圓柱形, (b) 擋住軸承二種。例如汽車鋼板梢子軸承 (Spring shackle bushing) 前後輪軸, 發電機電樞軸承, 起動機電動子軸承驅動軸萬向關節等均屬此類。

三、不斷潤滑軸承 (Continually lubricated bearing), 亦分 (a) 圓柱形軸承及 (b) 擋住軸承二種。例如曲軸軸承, 曲軸, 梢子軸承, 牙齒箱內各軸軸承, 後推齒輪 (Final drive Gear) 軸軸承等。

四、鋼珠或珠軸承 (Ball bearing), 俗稱彈子盤。計分 (a) 徑向式軸承 (Radial), (b) 角度式軸承 (Angular) 及 (c) 擋住式或軸向式軸承 (Axial 或 Thrust) 等三種。

五、鋼棍軸承 (Roller bearing), 計分 (a) 柱鋼棍 (Straight roller) (b) 錐鋼棍 (Taper roller) 及針軸承 (Needle bearing) 三種。

軸承的計算。

設 P = 軸承負荷以公斤計,

Q = 由軸承製造廠規定的負荷能力以公斤計,

S = 耐久係數. 在全負荷狀態行駛 2000 小時, $S = 1.5$; 如行駛 5000 小時, 則 $S = 2$. 此數字甚覺夠用, 因軸承工作, 大多數時間均在順利條件中進行.

於是 $Q = PS$.

如軸承受着輻向及軸向二種力量, 則:

$$P = R + \mu A.$$

R 爲輻向負荷 (Radial load), A 爲軸向負荷 (Axial load), μ 爲係數視軸承的式樣由軸承製造廠決定.

例題 99. 克拉子軸軸承輻向負荷爲 293 公斤. 求軸承尺寸.

$$Q = PS = 293 \times 1.5 = 440 \text{ 公斤.}$$

依據軸承某工廠紀錄, 可取鋼珠軸承: 外直徑 90 公釐, 內直徑 40 公釐, 寬 23 公釐. 此軸承負荷能力爲:

$$Q = 475 \text{ 公斤在 } 5000 \text{ 轉/每分鐘.}$$

史氏軸承公式 (Stribeck Formula).

$$P = 0.02 aknd^2 \dots\dots\dots \text{鋼珠軸承.}$$

$$P = 0.02 aknd \dots\dots\dots \text{鋼棍軸承.}$$

P = 許可負荷以公斤計,

n = 鋼珠或鋼棍數目,

d = 軸承內直徑以公釐計,

l = 鋼棍長以公釐計,

$a = 1$ 單排珠用珠槽,

$a = \frac{2}{3}$ 雙排珠用珠槽,

$a = 1.5$ 鋼棍軸承,

k = 係數視鋼珠或鋼棍的圓周速率而定.

設 V 爲鋼珠或鋼棍圓速率以公尺/秒, 於是:

<i>V.</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14	16
<i>k.</i>	13.3	10.4	8.3	7	5.9	5	4.6	3.6	2.6	1.8	1.3	1.0
<i>d.</i>	50	43	37	33	29	26	24	20	16	13	11	10

依據美國聯合軸承公司 (Federal Bearing Co.) 實驗所得 R 數值如

下表:

R.P.M.	50	100	200	300	500	1000	1500	2000	2500	3000	5000	10000
<i>A</i>	6.3	4.7	4.0	3.3	2.8	2.0	1.6					
<i>B</i>	13	9.7	7.8	7.0	5.5	4.0	3.3	2.9	2.5	2.3	1.2	1.6
<i>C</i>	18	14.4	12.0	10.8	8.7	6.2	5.0	4.4	3.9	3.6	1.9	1.0

A = 機製高壓不經過細磨.

B = 機製高壓經過熱處理并細磨.

C = 鉻合金鋼製經過熱處理并細磨.

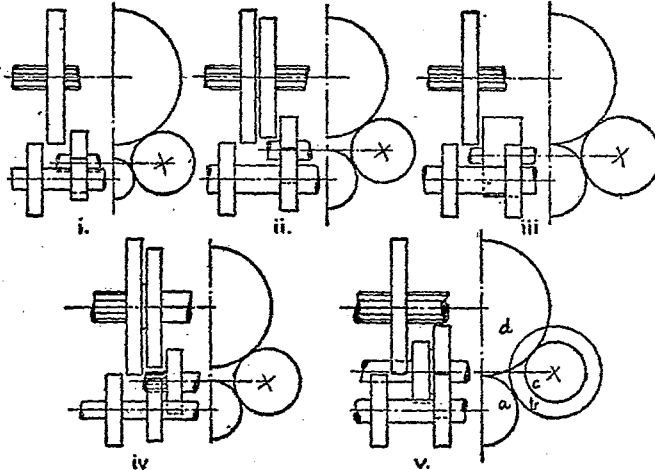


圖 240. 倒車齒輪.

倒車. 牙齒箱內倒車設備, 可分五種不同裝置如圖 240 所表. 普

通倒車比速均比第一速率比速小。

在副軸上第一速率的移動齒輪如與惰輪 (Idle-wheel) 相聯，即成倒車。所以中間軸上倒車齒輪的牙齒數比較中間軸上第一速率輪的牙齒數至少應少四牙。例如第一速率齒數為 18，倒車的至多的應為 14。

問 題

1. 解釋下列諸名詞：齒條軸，齒輪軸，正軸，副軸，逆轉軸，實際支持面積，內齒。
2. 1940 年以後大多數小客車，更換排檔設備多裝在駕駛盤下面，且不佔地位。這種構造分機械及真空兩種。他們的原理，分別用簡圖說明。
3. 將 1948 年道奇 (Dodge)，雪佛蘭 (Chevrolet)，福特 (Ford) 三種運貨車，克拉子軸，逆轉軸，副軸之 W ， D ， d 及 L 分別列表加以比較。
4. T 式福特車牙齒箱原理，近來載重四噸以上的汽車，頗多採用。惟速率數增加，使動改用電磁力。用圖說明 T 式福特車牙齒箱動作原理。
5. 齒條軸的製造，可以設計一種特別簡便的機器。試說明這種機器的大概。
6. 牙齒箱內齒條軸的壽命與齒輪是否相同？齒條可以產生那幾種毛病？

第三十九章 驅動軸

牙齒箱內副軸(Transmission shaft)的主動力(Driving effort),經驅動軸(Propeller shaft)傳到後軸(Rear axle)上的盆子牙齒(Bevel gear)。後軸聯結在鋼板上,隨着鋼板的伸縮位置向上或向下移動。車輛空車與載重過量之間,這移動距離 h ,最大可達到15公分。後軸的地

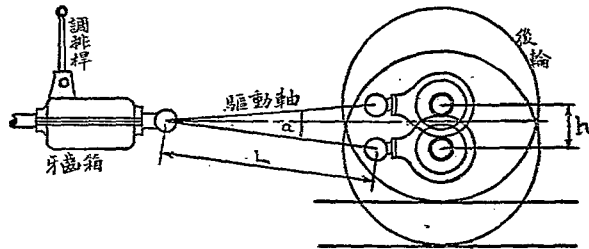


圖 291. 驅動軸角度圖解。

位有時要向前或向後移動,所以驅動軸的長度應能伸縮。最大限度可伸縮到3公分。

有了上面兩種特殊狀態的存在,驅動軸的一端或兩端,必須裝設萬向關接(Universal joint),同時軸的一端必須製成齒條(Splined shaft)。於是驅動軸的位置,可以上下,可以前後的自由移動。

驅動軸的計算。 發動機轉動矩力最大,由頭擋排傳動時,驅動軸所傳力量達到最高峯。有少數汽車驅動軸裝有制動設備。使用制動器時驅動軸所受制動力(Braking effort)較驅動軸所受最大主動力(Driving effort)為大。

設 Q = 驅動軸最大轉動矩力以公釐斤計，

N = 發動機轉動矩力最大時旋轉次數，

H.P. = 旋轉次數 N 時，發動機馬力數，

r = 牙齒箱第一速率比速，

d = 實心驅動軸直徑以公釐計，

D = 空心驅動軸外直徑以公釐計，

b = 空心驅動軸內直徑以公釐計，

I_0 = 驅動軸極慣性能力 (Polar moment of inertia) 以 (公釐)⁴ 計，

Z_0 = 驅動軸極斷面係數 (Polar modulus of section) 以 (公釐)³ 計，

f = 軟鋼剪割工作應力為 6 公斤/平方公釐；3% 鎳鋼為 10 公斤/平方公釐 (安全係數為 8)。

於是 $r\omega Q = 75 \times \text{H. P.}$

$$Q = \frac{75 \times \text{H.P.}}{\omega r} = \frac{750 \times \text{H.P.}}{rN}$$

又轉動矩力 (Moment of torsion) 的另一公式：

$$Q = fZ_0 = f \frac{I_0}{\frac{3}{2}d} = \frac{2fI_0}{d}$$

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$Q = \frac{2f}{d} \times \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi f d^3}{16}$$

$$d^3 = \frac{16Q}{\pi f}$$

$$d = 1.72 \sqrt[3]{\frac{Q}{f}}$$

$$\text{空心驅動軸 } Z_0 = \frac{\pi(D^4 - b^4)}{16D}$$

如空心與實心特性相同，於是

$$Z_0 = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi(D^4 - b^4)}{16D}$$

$$d^3 = \frac{D^4 - b^4}{D}$$

$$b = \sqrt[4]{D(D^3 - d^3)}$$

例題 100. 發動機每分鐘旋轉 2100 次，最大轉動矩力為 23.5 公公斤。速率箱第一比速為 0.3558。驅動軸材料為鋼，工作應力為每平方公釐 6 公斤。求(一)驅動軸轉動矩力。(二)實心驅動軸直徑。(三)空心軸內直徑已知外直徑為 75 公釐

$$(一) \quad Q = 23.5 \times \frac{1}{0.3558} \times 1000 = 66000 \text{ 公釐斤。}$$

$$(二) \quad d = 1.72 \sqrt[3]{\frac{Q}{f}} = 1.72 \sqrt[3]{\frac{66000}{6}} = 38 \text{ 公釐。}$$

$$(三) \quad d^3 = \frac{D^4 - b^4}{D}$$

$$38^3 = \frac{75^4 - b^4}{75}$$

$$b = 73 \text{ 公釐。}$$

驅動軸的危險速率。一根軸轉動速率，達到相當限度之後，曲彎成圖 242 的形狀。速率繼續增加，彎曲亦愈趨厲害。最後到達危險速率

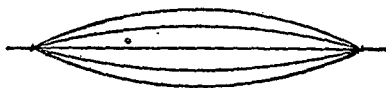


圖 242. 軸的彎曲旋轉

(Critical speed)時，軸即有斷裂之虞。

軸轉動時，軸的重心並不在轉動軸的中心線上，因重心的偏斜，發生離心力增強，軸的變形漸趨嚴重。

設 N_c = 每分鐘危險速率，

L = 驅動軸的長度以公釐計，

D, b, d = 軸的直徑如前述以公釐計，

於是 (一) 空心軸
$$N_c = \frac{10^9}{8} \frac{\sqrt{D^2 + b^2}}{L^2}.$$

(二) 實心軸
$$N_c = \frac{10^9}{8} \frac{d}{L^2}.$$

英美制單位，驅動軸的計算：

(一)
$$N_c = 4,800,000 \frac{\sqrt{D^2 + b^2}}{L^2}.$$

(二)
$$N_c = 4,800,000 \frac{d}{L^2}.$$

D, d, b, L 均用英寸。

例題 101. 備有一個萬向關節之驅動軸外直徑 70 公釐內直徑 46 公釐，危險速率為 4500 R.P.M.。用公尺制及英美制求軸之長。

$$\begin{aligned} \text{(一)} \quad L &= \left[\frac{10^9}{8} \frac{\sqrt{D^2 + b^2}}{N_c^2} \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= \left[\frac{10^9}{8} \frac{\sqrt{70^2 + 64^2}}{4500^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{94.8 \times 10^9}{36000} \right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned}$$

$$= \sqrt{2650000} = 1626 \text{ 公釐。}$$

$$\begin{aligned} \text{(二)} \quad L &= 2190 \sqrt{\frac{D^2 + b^2}{N_c}} \\ &= 2190 \sqrt{\frac{2.756^2 + 2.519^2}{4500}} \\ &= 2190 \sqrt{\frac{3.728}{4500}} = 78.2'' = 1981 \text{ 公釐} \end{aligned}$$

鏈條傳動。 腳踏車，機器腳踏車，以及一部份從前老式運貨汽車，採用鏈條傳動外，現在汽車界已完全廢棄不用。鏈條傳動(Chain transmission)的缺點：聲音大，損蝕快，容易伸長，易染污穢。

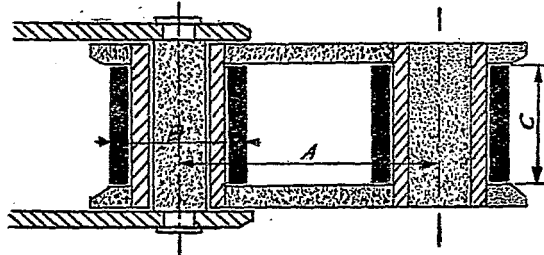


圖 243. 鏈 條

A. 片距. B. 套筒. C. 套筒長.

鏈條由裏片和外片互相間隔串聯而成。裏鏈片兩端為兩管。管外各有套筒，可以自由滾動。外片用梢子與裏片相聯，梢子在管內可以轉動。

鏈條齒輪的牙齒應在 12 個以上。

鏈片片距或稱片節(Pitch)越短，動作聲音越低；片距越長，鏈條越堅固。鏈條均由專門工廠製造，關於各式鏈條的負荷在各廠目錄內均有說明。下面所舉的表，表示鏈條主要尺寸。

機器腳踏車鏈條				運貨汽車鏈條			
片距	套筒直徑	套筒長	破裂負荷 公斤	片距	套筒直徑	套筒長	破裂負荷 公斤
9.5	6.35	3.95	800	19.05	12.0	11.68	2,200
”	”	5.72	800	25.4	15.9	12.7	3,000
12.7	7.75	3.30	950	”	”	17.	3,000
”	”	4.88	950	31.8	19.1	19.6	5,000
15.9	10.16	6.48	1,800	38.1	25.4	25.4	8,000
”	”	9.65	1,800	44.5	27.9	31.	11,000
19.05	12.07	7.89	2,200	50.8	29.2	31.8	14,000

鏈條轉動切力，即為鏈條所受外力。為着減低磨損，普通安全係數均在 8 至 10 之間。

鏈條齒輪的計算。已知片距 P 及齒輪牙齒數 N ，即可求得齒輪節圓直徑 (Pitch circle) D 。依據多邊形公式：

$$D = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{N}}$$

例題 102. 鏈條傳動老式運貨汽車總減倍數為 6.5，第一速率時牙齒箱後面的傳動軸最大轉動矩力為 36.6 公尺斤。盆子牙齒減倍數為 2.5，鏈輪減倍數為 2.6。裝在後車輪上大鏈輪直徑 400 公釐，有齒 34 個，小鏈輪為 13 齒。求 (一) 輪距，(二) 鏈輪直徑，(三) 鏈條安全係數。

$$\begin{aligned} \text{(一) 片距 } P &= D \times \sin\left(\frac{180^\circ}{34}\right) = 400 \times \sin 5^\circ 18' \\ &= 37 \text{ 公釐。} \end{aligned}$$

在鏈條尺寸表內，片距 38.1，破裂負荷為 8000 公斤。於是

$$\text{(二) 大鏈輪直徑 } D = \frac{38.1}{\sin 5^\circ 18'} = 412 \text{ 公釐。}$$

$$\text{小鏈輪直徑 } d = \frac{38.1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{13}\right)} = \frac{38.1}{\sin 13^\circ 50'}$$

$$= 159 \text{ 公釐.}$$

$$\text{(三) 小鏈輪切力 } T \times \frac{0.159}{2} = 36.6 \times 2.5$$

$$T = 1150 \text{ 公斤.}$$

$$\text{每一個鏈輪之切力} = \frac{T}{2} = 575 \text{ 公斤.}$$

$$\text{於是安全係數 } K = \frac{8000}{575} = 14.$$

問 題

(一) 空心驅動軸外直徑多不一律，普通前端小，逐漸向後放大。試探討其原因。

(二) 發動機轉動矩力最大時旋轉 2200 R.P.M. 制動馬力 80 匹。第一速率比速為 1:0.3。求適應此發動機及牙齒箱之驅動軸的實心直徑。

(三) 設上述驅動軸長度為 2 公尺，一端備有萬向關節。求此軸的危險速率。

(四) 車輛裝足重量之後，底盤降低 12 公分。設萬向關節移動角度不得超過 10° 時，驅動軸長度應為若干？

(五) 空心驅動軸與實心的比較，有兩種利益，一種缺點。試分別列舉加以說明。

(六) 空心軸危險速率為 5500 R.P.M. 軸長為 1250 公釐；軸外直徑為 80 公釐。求內直徑。

第四十章 萬向關節

單式萬向關節。萬向關節 (Universal joint) 傳遞兩軸間旋轉運動，兩軸所成角度旋轉時，繼續變動數量。單式萬向關節，式樣頗有多種，比較普通的如十字軸關節 (Spicer joint)，骰子式關節 (Sliding block joint)，彈性關節 (Fabric type joint 或稱 Flexible fabric disk joint)。

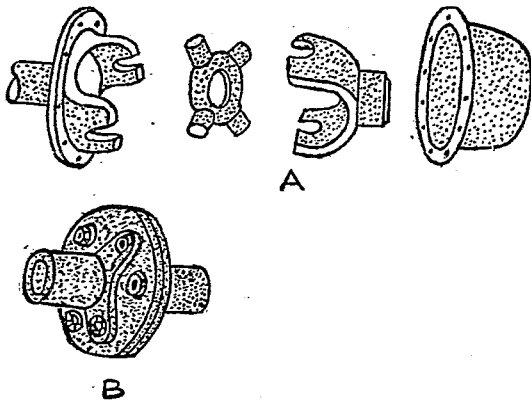


圖 244. 關節式樣

A. 十字關節。 B. 彈性關節。

十字軸關節。 兩軸之一的速率為常數，另一軸速率忽高忽低。設 A 軸聯於牙齒箱為主動軸為等速運動， B 軸為被動軸聯於驅動軸 ω_A 及 ω_B 為角速率。

設圖 245 為原始裝置， A 軸與 A 及 B 十字軸平面相垂直。 x 為 A

軸自原始位置旋轉所成角度， y 為 B 軸所轉角度， x 軸與 y 軸所成餘角為 α ，於是兩軸角速率間的關係可用下列方法計算：

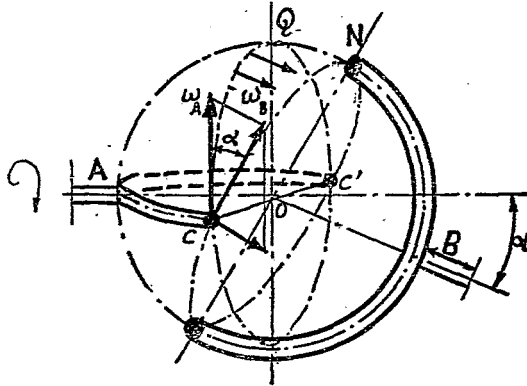


圖 245. 十字關節運動圖解

$$\tan x = \tan y \times \cos \alpha,$$

$$\sec^2 x \frac{dx}{dt} = \sec^2 y \frac{dy}{dt} \cos \alpha,$$

$$\frac{dx}{dt} = \omega_A, \quad \frac{dy}{dt} = \omega_B,$$

$$\frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{\sec^2 x}{\sec^2 y \cos \alpha}$$

又 $\tan y = \frac{\tan x}{\cos \alpha},$

$$\sec^2 y = 1 + \tan^2 y = 1 + \frac{\tan^2 x}{\cos^2 \alpha},$$

$$\frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{\sec^2 x}{\sec^2 y \cos \alpha} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\tan^2 x}{\cos^2 \alpha}\right) \cos \alpha}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{\cos^2 x} \times \frac{\cos \alpha}{\cos^2 \alpha + \tan^2 x} \\
 &= \frac{\cos \alpha}{\cos^2 x \left(\frac{\cos^2 \alpha \cos^2 x + \sin^2 x}{\cos^2 x} \right)} \\
 &= \frac{\cos \alpha}{\cos^2 \alpha \cos^2 x + \sin^2 x} = \frac{\cos \alpha}{(1 - \sin^2 \alpha) \cos^2 x + \sin^2 x} \\
 &= \frac{\cos \alpha}{1 - \cos^2 x \sin^2 \alpha}
 \end{aligned}$$

設 $x=0$ 及 $x=\pi$, $\frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{1}{\cos \alpha}$.

$x = \frac{\pi}{2}$ 及 $x = \frac{3\pi}{2}$, $\frac{\omega_B}{\omega_A} = \cos \alpha$.

所以每旋轉一次有四點速率相同，二點速率最大，二點速率最小。

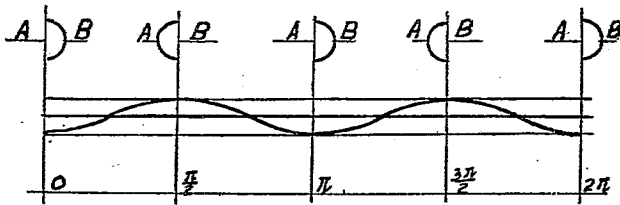


圖 246. A 及 B 字軸速率圖解

此外用圖 247, 可以較簡單方法求得上述答數。設 b 為軸承中心點，於是(圖 247 之-1)：

對於 A 軸的 b 點線速率 (Linear velocity) $= \omega_A \times Y$,

對於 B 軸的 b 點線速率 $= \omega_B \times T$.

$$\omega_A \times Y = \omega_B \times T.$$

$$\frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{Y}{T} = \cos \alpha$$

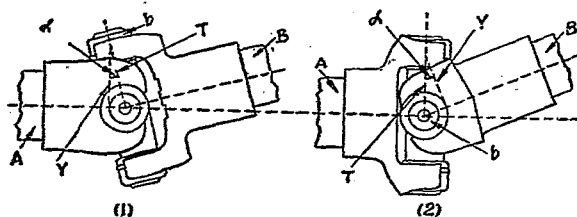


圖 247. A 及 B 及的兩種位置(相差 90°)

A 軸旋轉 90° 之後(圖 247 之 2):

$$\omega_A \times T = \omega_B \times Y,$$

$$\frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{T}{Y} = \frac{1}{\cos \alpha}.$$

例題 103. A 軸每分鐘旋轉 3000 次, $\alpha = 10^\circ$, 求 B 軸最大及最小速率。

$$\frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{N_B}{N_A} = \frac{1}{\cos \alpha}.$$

最大: $N_B = \frac{N_A}{\cos \alpha} = \frac{3000}{\cos 10^\circ} = 3045.6 \text{ 轉/每分鐘.}$

最小: $N_B = N_A \times \cos \alpha = 3000 \times 0.9848$
 $= 2954.4 \text{ 轉/每分鐘.}$

轉速率的最大變動: $\frac{3045.6 - 2954.4}{3000} \times 100 = 3\%.$

因為齒輪, 輪胎, 驅動軸等均受着巨大力量, 慣性力亦很大, 所以後輪軸後輪等旋轉速率幾屬常數。為減少速率變動至最小限度, 牙齒箱與驅動軸應在延長線地位, α 角度不宜超過 12° , 最好在 10° 以下。

複式萬向關節。 增加一個萬向關節即介於二個萬向關節之間加一根軸, 可以消除軸的速率變動, 這種設備稱為複式萬向關節 (Double universal joint) 或稱和諧關節 (Homogeneous joint), 使 A 及 B 軸旋轉之

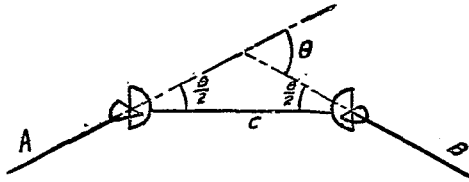


圖 248. 雙萬向關節

速率相同，且為常數，則必須符合下列諸條件：

1. C 軸的二個叉子應在同一平面上。
2. A 及 B 軸應繼續維持同一平面之內。
3. 由叉子中心及 A 與 B 軸延長線所成三角形應為等腰三角形。

於是 C 軸與 A 及 B 軸各相成立 $\frac{\theta}{2}$ 角度。他們的關係為：

$$\omega_C = \omega_A \cos \frac{\theta}{2},$$

$$\omega_B = \frac{\omega_C}{\cos \frac{\theta}{2}} = \omega_A.$$

事實上， C 軸甚短，上述三種條件不易完全達到，所以祇能得到相對的和諧程度。

脫氏複式關節。 脫氏 (Tracta) 複式關節，計有叉子 F 兩個，核桃 N 兩個，全部合包成球形(圖 249)。一核桃有二溝槽另一核桃有一溝槽及一箭頭，均各在垂直平面上。全部關節有一滑式鍾球保護以儲藏潤油。

O 為 A, B' 軸會合中心。 C 及 C_1' 為叉子中心。 $OC = OC_1'$ 。(圖 250)。

B' 軸與 A 軸相比，變更速率時， B' 軸以 O 點為中心， OC_1' 為半徑， C_1' 點到 C_1 ，使 $OC = OC_1$ 。所以 $OCOC_1'$ 為等腰三角形，關節動作為和諧式。

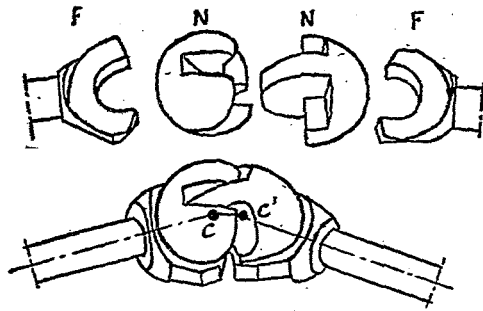


圖 249. 赫氏關節(上)

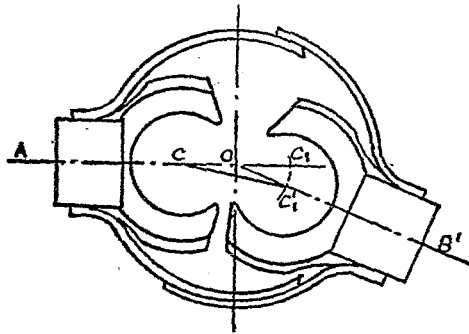


圖 250. 赫氏關節(下)

彈子複式關節。 輪軸 F 固定着空心球 A ，主動軸 D 固定着實心球 B 。 B 球之外有空檔，即為存放彈子之處。彈子數為 6 個，排列在 B 框內，可以在二球之間前後移動。框的弧面為偏心，一面向左一面向右，他們的中心為 C 及 C_1 。

這種裝備使 xx' 平面永遠在兩軸所成角度的分角平面內。 F 軸旋動時框子內外弧面的中心所成軌跡亦為弧形，他的中心為 O 。

外弧面中心 C 所成弧線，使 C 移到 C' ，於是 $OC' = OC$ 。 C_1OC' 三

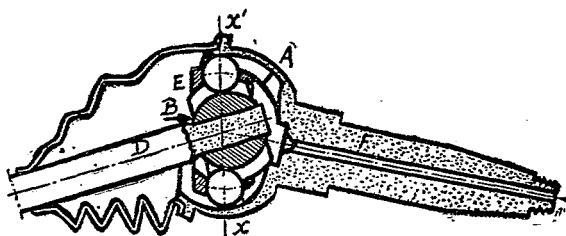


圖 251. 彈子複式關節(上)

角形爲等腰。

與框子相聯的中心線 CC_1 移到 $C'C_1$ 。彈子中心 G 亦與框子相聯，位於 CC_1 或 $C'C_1$ 中心的垂直線之上。 G 移到 G' ， GOG' 角等於 COC' 角的二分之一。

所以彈子位於分角線平面內，兩軸的角速率常相等。

關節的應用。單式關節多用於縱式驅動軸，發動機在前，主動輪在後， α 角小於 10° 。

前輪主動車輛，主動軸與輪軸間的角度可以達到 40° ，必須採用複式關節。

例題 104. 設直接傳動時轉動矩力爲 23.5 公尺斤，第一速率時爲 $23.5 \times 2.82 \times 0.95 = 64.85$ 公尺斤。十字軸平均半徑爲 40 公釐。軸的單位壓力爲每平方公分 50 公斤。求(一)十字軸直徑。(二)叉臂彎曲工作應力。(三)最大工作應力。(圖 253)。

(一) 十字軸壓力：
$$F = \frac{Q}{r} = \frac{23.5}{0.04} = 587.5 \text{ 公斤。}$$

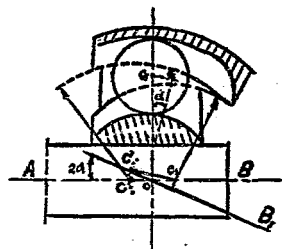


圖 252. 彈子複式關節(下)

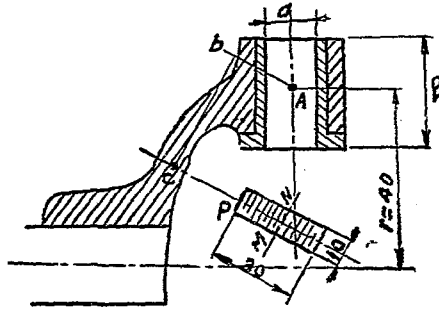


圖 253 十字軸叉臂的計算

投射面積：
$$S = \frac{F}{50} = \frac{587.5}{50} = 11.75 \text{ 平方公分.}$$

此面積係屬十字軸二個梢子所擔任，每梢子合 $\frac{11.75}{2} = 5.87$ 平方公分。

又
$$S = d \times l = d^2.$$

於是
$$d = \sqrt{5.87} = 24 \text{ 公釐.}$$

(二) 第一速率時叉臂工作應力最大，每一梢子的切力：

$$F_t = \frac{1}{2} \times \frac{64850}{40} = 810.6 \text{ 公斤.}$$

斷面 C 最為危險，半徑 $Ab = 12$ 公釐，轉扭矩力為：

$$M_t = 810.6 \times 12 = 9727.2 \text{ 公釐斤.}$$

半徑 $Cb = 30$ 公釐，彎曲矩力為：

$$M_b = 810.6 \times 30 = 24318 \text{ 公釐斤.}$$

斷面 $C = 30 \times 10$ ，於是工作應力 f_b ：

$$f_b = \frac{24318}{\frac{10 \times 30^2}{6}} = \frac{6 \times 24318}{10 \times 30^2} = 16.2 \text{ 公斤/平方公釐.}$$

(三) 轉扭矩力:

$$M_t = f_t \times Z.$$

$$f_t = \frac{M_t}{Z} = \frac{M_t v'}{I_p}$$

$$I_p = \frac{bh(b^2 + h^2)}{12} = \frac{10 \times 30 \times (10^2 + 30^2)}{12} = 25000.$$

$$v' = \omega r = \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2} = 15.8$$

$$f_t = \frac{9727.2 \times 15.8}{25000} = 5.5 \text{ 公斤/平方公釐}.$$

於是最大工作應力 f :

$$\begin{aligned} f &= \frac{3}{8} f_b + \frac{5}{8} \sqrt{f_b^2 + f_t^2} \\ &= \frac{3 \times 16.2}{8} + \frac{5}{8} \sqrt{16.2^2 + 5.5^2} = 16.6 \text{ 公斤/平方公釐}. \end{aligned}$$

問 題

1. 十字軸平均半徑 50 公釐，軸直徑 d = 軸梢子長 l ，最大轉動矩力為 100 公尺斤。永：(一)每軸梢子負荷。(二)每梢子投影面積。(三)梢子直徑。
2. 一根軸採用一個關節與採用二個關節，在速率上有何不同之點？
3. 重量裝足之後，車輛後部降低 12 公分。驅動軸關節角度不超過 10° 時，軸的長度至少應為若干？

4. 十字軸軸承的用銅, 鋼, 及針(Needle bearing)式軸承, 試分別比較其利弊。
5. 萬向關節的潤滑頗多困難, 原因何在? 說明對潤滑有改進和更換潤滑油的期間。
6. 設速率箱最大速率為 4000 次, $\alpha = 8^\circ$ 。求驅動軸最大及最小速率。

第四十一章 盆子輪

盆子輪在西北稱八字輪，在英、美稱 Final drive gear (譯為後推齒輪)或稱 Bevel gear. 實際上盆子輪有大小兩個合成一付. 大的固定在差速箱之外稱大盆子輪 (Bevel gear). 小的裝在驅動軸末端稱小盆子輪 (Bevel pinion). 這付盆子輪的功用第一為減速 (Reduction of speed), 第二為改變旋轉的方向, 將發動機自右向左的旋轉, 經盆子輪變為自後向前或自前向後的旋轉. 此種改變方位, 亦可稱動力自縱的驅動軸傳遞到橫的後軸.

以形狀取名的盆子輪, 並不能包括一切車輛. 英國運貨汽車多採螺輪 (Worm gear) 及螺柱 (Worm Shaft) 代替盆子輪. 本章以盆子輪命名, 不過取其通俗而已.

盆子輪減速, 小汽車多在 0.2 以上運貨汽車多在 0.2 以下, 英、美制運貨車為 5 : 1 以上, 小汽車為 5 : 1 以下, 例如 1942 年福特 (Ford) 小客車盆子輪比速為 $34 : 9 = 3.78$ (公尺制 $9 : 34$), 運貨車的為 $35 : 6 = 5.83$ (公尺制 $6 : 35$).

錐形盆子輪. 後推齒輪不能採用錐形盆子輪原因有五:

- (一) 小錐形輪至少需 12 個牙齒, 接觸弧較齒距為大.
- (二) 各齒間互相滑動發生不規則損蝕.
- (三) 聲音隨磨損程度而增加.
- (四) 製造上不易達到高度正確.
- (五) 聲音太高.

螺式斜齒盆子輪。 螺式斜齒盆子輪 (Spiral bevel gear) 的原理基於兩齒輪牙齒的接觸永遠在節圓上的一點。

牙齒所用曲線的特性與螺線相似，惟在此處並非螺柱乃為螺錐。如將此螺線投射到水平面，即成對數螺線 (Logarithmic spiral)。

為製造上方便起見均用圓周弧的一段，代替螺線。在平均圓周的附近，螺旋角 (Angle of spiral) θ 為常數，約等於 20° 至 35° ，普通多採取 30 左右。

螺形斜齒輪可用銼床 (Milling machine) 製造。

提前角。 提前角係指大圓周上 AB 弧而言，此弧如大於齒距，則當有重疊存在。普通 AB 介於 $1.25 C$ 至 $1.60 C$ 之間。 C 為齒距或齒節。

因此螺式斜齒輪較諸錐形直齒輪可多二牙相接觸。

虛模數。 虛模數美稱 Formative module 英稱 Virtual module 係在大圓周 D_p 上量算。於是

$$M_v = \frac{D_p}{n}$$

$$n = \text{牙齒數}, \quad D_p = \text{大圓周}.$$

真模數。 真模數 (亦稱實模數 Normal module) 的計算：

$$M_n = M_v \cos \theta.$$

在抵抗力而論，螺式斜齒輪與錐形直齒輪算法相同。不過螺式的接

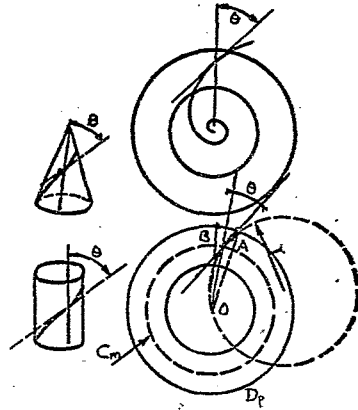


圖 254. 螺式齒輪。

AB 弧(大圓周上)代表提前角。

C_m 平均圓周。

D_p 大圓周。

θ 螺旋角。

觸牙齒較多.例如重疊數在 1 齒距至 2 齒距之間,接觸齒數即為兩個.

格理孫齒輪. 現在汽車界所用的盆子牙齒均屬格理孫 (Gleason) 式,係用美國格理孫工廠齒輪機所製造.英、美、德、蘇,汽車廠均採用此項機器製造盆子輪.

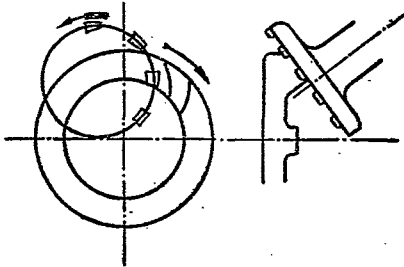


圖 255. 用銑刀製造螺旋式齒圈.

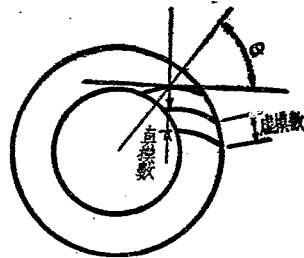


圖 256. 螺旋式齒輪模數.

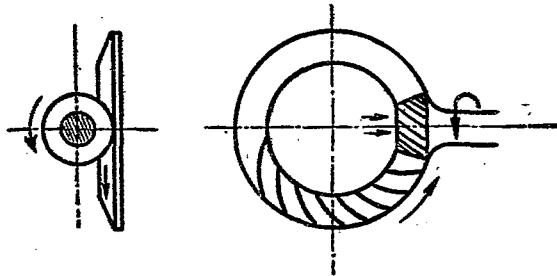


圖 257. 盆子輪旋轉方向.

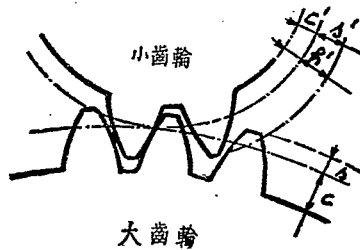


圖 258. 格理孫式牙齒

設 $h =$ 普通牙齒的高度，
 於是 $:l = 0.85h =$ 格理孫牙齒高度，
 若以模數為函數，則

$$0.85 \times 2.15m = 1.8m,$$

可以分解如下表：

齒 高	小 盆 子 輪	大 盆 子 輪
齒 頂	1.15m	0.5m
齒 根	0.65m	1.3m
齒 高	1.80m	1.80m

盆子輪壓力角普通均為 20° 。

格理孫輪優點和缺點。 優點計有四種：

- (一) 消除牙齒間互相滑移動作。
- (二) 減低磨損率。
- (三) 減小聲音。
- (四) 因有提前角和重疊設備，可使小盆子輪齒數減到四個或五個。

至於格理孫輪缺點亦有三種：

- (一) 格理孫齒輪機價格昂貴，每具至少在 10000 美元以上。
- (二) 大小盆子輪地位須互相調整十分準確。
- (三) 軸向力 (Axial force 或 End thrust) 太大，較錐形盆子輪約大 7 倍。

例題 105. 發動機轉動矩力為 23.5 公尺斤，第一速率比速為 $1:2.82$ ，盆子輪比速為 $9:34$ ，模數為 6，提前角等於 $1.5C$ ， C 為節距，每公釐齒長之壓力不得超過 22 公斤。求 (一) 小盆子輪切力。(二) 齒長。(三) 螺旋角 θ 。(四) 小盆子輪平均直徑。(五) 平均齒高。(六) 齒之工作應力。

- (一) 小盆子輪最大直徑 = $9 \times 6 = 54$ 公釐。
 大盆子輪最大直徑 = $34 \times 6 = 204$ 公釐。
 暫定小盆子輪平均直徑 $d_m = 45$ 公釐。

於是切力：
$$F = \frac{Q}{\frac{d_m}{2}} = \frac{23.5 \times 2.82 \times 0.95}{0.045 \times \frac{1}{2}} = 2800 \text{ 公斤。}$$

- (二) 因時時有兩對齒相接觸，每齒改受切力為

$$2800 \times \frac{1}{2} = 1400 \text{ 公斤。}$$

於是齒長 $BC = \frac{1400}{22} = 63.6$ 公釐。

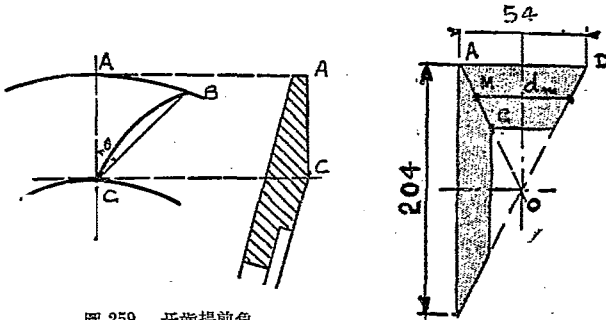


圖 259. 牙齒提前角。

AB 為提前角， AC 為牙齒母線。

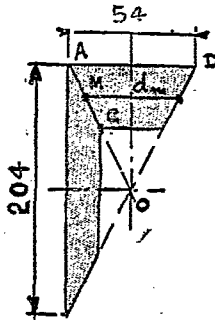


圖 260. 後推大小齒輪

- (三) $AB = 1.5C = 1.5 \times \pi \times 6 = 28.26$ 公釐。
 $AC = \sqrt{BC^2 - AB^2} = \sqrt{63.6^2 - 28.26^2}$
 $= \sqrt{3246} = 57$ 公釐。
 $\sin \theta = \frac{BA}{BC} = \frac{28.26}{63.6} = 0.4443.$
 $\theta = 26^\circ.$

- (四) 現在我們可以求得小盆子輪平均直徑的確實數字：

$$\frac{d_m}{OM} = \frac{54}{OA}$$

$$OA = \frac{1}{2} \sqrt{54^2 + 204^2} = \frac{211.5}{2} = 105.7.$$

$$OM = 105.7 - \frac{1}{2} \times 57 = 79.2.$$

$$d_m = 54 \times 79.2 \times \frac{1}{105.7} = 40.5 \text{ 公釐}.$$

(五) 平均直徑處的模數 $h = 1.8m'$.

$$h = 1.8 \times 6 \times \cos 26^\circ \times \frac{d_m}{D_p}$$

$$h = 1.8 \times 6 \times \cos 26^\circ \times \frac{40.5}{54} = 10.8 \times 0.89879 \times \frac{40.5}{54}$$

$$= 7.28 \text{ 公釐}.$$

(六) 工作應力:

$$f = \frac{6F_1 h}{bt^2} \quad \therefore F_1 = \frac{1}{2} \frac{2800}{\cos 26^\circ} = 1555 \text{ 公斤}.$$

$$\therefore b = 63.6 \text{ 公釐}.$$

$$\therefore t = \frac{\pi m}{2} = 9.42.$$

$$\therefore f = \frac{6 \times 1555 \times 7.28}{63.6 \times 9.42^2} = 12 \text{ 公斤/平方公釐}.$$

軸向力及輻向力的計算.

設 F = 在盆子輪平均直徑上的切力以公斤計,

α = 壓力角,

φ = 摩擦角,

β = 錐頂半角,

θ = 螺旋角,

圖 261 表示錐形投射在平面上, OG 為錐形母線 (Generatrix).

第二在垂直平面 mn 上可求得

$$Q = \frac{b}{\cos \alpha} = \frac{F}{\cos \theta \cos \alpha}$$

於是順着立體三邊的對角線 Q 可分解如次：

$$Q = \frac{F}{\cos \theta \cos \alpha} \begin{cases} b = \frac{F}{\cos \theta} \begin{cases} F \dots\dots\dots \text{切力} \\ C = F \tan \theta \begin{cases} F \tan \theta \cos \beta \dots\dots \text{軸向力}(P') \\ F \tan \theta \sin \beta \dots\dots \text{輻向力}(R') \end{cases} \end{cases} \\ a = \frac{F}{\cos \theta} \tan \alpha \begin{cases} \frac{F}{\cos \theta} \tan \alpha \sin \beta \dots\dots \text{軸向力}(P'') \\ \frac{F}{\cos \theta} \tan \alpha \cos \beta \dots\dots \text{輻向力}(R'') \end{cases} \end{cases}$$

(三) 注意力的正負方向，將軸向力及輻向力各用代數和相加：

$$P = P'' + P' = \frac{F}{\cos \theta} \tan \alpha \sin \beta + F \tan \theta \cos \beta,$$

$$R = R'' - R' = \frac{F}{\cos \theta} \tan \alpha \cos \beta - F \tan \theta \sin \beta.$$

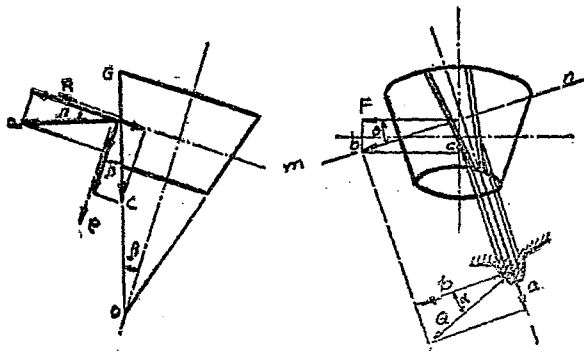


圖 262. 螺旋式斜齒輪的軸向力及輻向力。

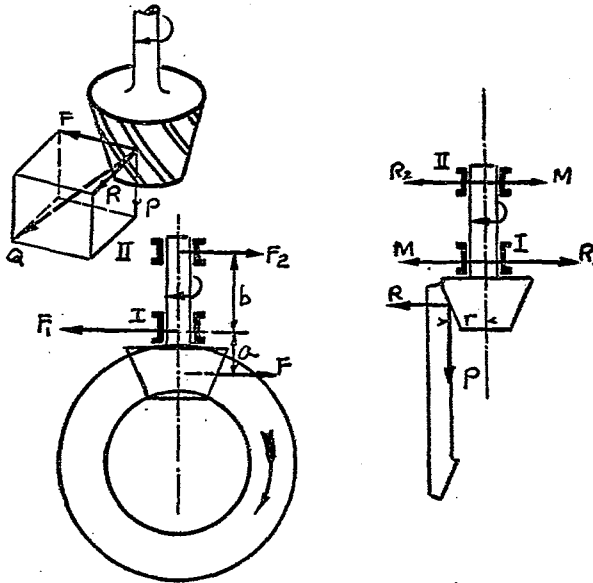


圖 263. 驅動軸齒輪軸承負荷。

軸承的負荷。 F, P, R 三力均由小盆子輪加在大盆子輪上面。小盆子輪軸的支點在軸承 I 及 II (圖 263)。

$$F \text{ 力產生 } \begin{cases} \text{在軸承 I: } F_1 = F \frac{a+b}{b} \\ \text{在軸承 II: } F_2 = F \frac{a}{b} \end{cases}$$

$$F_1 - F_2 = F.$$

$$R \text{ 力產生 } \begin{cases} \text{在軸承 I: } R_1 = R \frac{a+b}{b} \\ \text{在軸承 II: } R_2 = R \frac{a}{b} \end{cases}$$

軸向力 P 產生 $-P$ 力所以必須擋輪，及偶力 $P \times r$ ，在軸承上產生 $M \times b$ 。

$$M = P \frac{r}{b}$$

總 計	軸承 I	軸承 II
縱向力	$N_1 = \sqrt{(R_1 - M)^2 + F_2^2}$	$N_2 = \sqrt{(R_2 - M)^2 + F_2^2}$
橫向力	P	P

計算大盆子輪軸承負荷，所用方法與上列相同，惟將式中輻向力改為軸向力，軸向力改為輻向力。

例題 106. 已知螺形盆子輪 $F = 2800$ ， $\theta = 24^\circ$ ， $\frac{n}{n'} = \frac{10}{44}$ ， $\tan \beta = \frac{10}{44} = 0.227$ ， $\beta = 12^\circ 50'$ ， $\sin \beta = 0.222$ ， $\cos \beta = 0.975$ ， $\tan \theta = 0.445$ ， $\cos \theta = 0.912$ ， $\tan \alpha = 0.364$ ， $\alpha = 20^\circ$ 。求 P 及 R 。

$$P = F \left[\frac{\tan \alpha \sin \beta}{\cos \theta} + \tan \theta \cos \beta \right]$$

$$= 2800 \left[\frac{0.364 \times 0.222}{0.912} + 0.445 \times 0.975 \right] = 1500 \text{ 公斤。}$$

$$R = F \left[\frac{\tan \alpha \cos \beta}{\cos \theta} - \tan \theta \sin \beta \right]$$

$$= 2800 \left[\frac{0.364 \times 0.975}{0.912} - 0.445 \times 0.222 \right] = 813 \text{ 公斤。}$$

內擺線齒輪。以前螺形盆子輪牙齒均用展開線式(Involute type)，近年來改用內擺線(Hypoid)齒輪，小盆子輪位置可以降低。於是驅動軸以及車輛重心均行下降，對車行增加不少安全。

無窮螺旋。無窮螺旋亦稱螺柱(Worm shaft)及螺輪(Worm gear)傳動。螺柱有單線，雙線，三線及四線螺旋之分。單線螺柱每旋轉一次，螺輪(亦稱蟲輪)前進一齒，四線螺柱每旋轉一次，螺輪前進四齒。所以

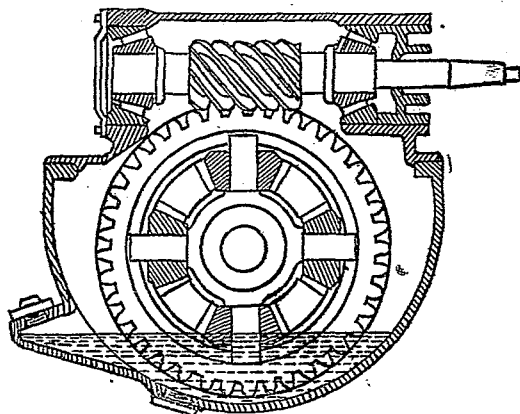


圖 264. 無窮螺旋式後推齒輪。

無窮螺旋的比速：

$$\text{比速} = \frac{\text{螺線數}}{\text{螺輪牙齒數}} = \frac{n'}{n}$$

螺輪展開線壓力角多用 20° ，有時亦用 30° 。導程角 (Lead angle) 應大於 40° 小於 45° 。牙齒或螺線的高：

$$h' = 0.85h = 0.85 \times 2.15M.$$

高 度	螺 輪	螺 柱
頂 高	$0.65M$	$1.00M$
根 高	$1.15M$	$0.80M$
總 高	$1.80M$	$1.80M$

設 M_v 為螺輪最大圓周上虛模數，於是實模數 $M_n = M_v \cos \theta$ ， θ 為螺旋角。

螺輪最大直徑： $D = M_v \times n$ ， n 為螺輪牙齒數。

螺柱直徑之計算與模數無關。

螺輪齒距 $= \pi M_v$.

螺柱導程 $= \pi M_v \times n'$, n' 為螺線數.

螺旋角 θ 亦稱導程角(Angle of lead) $= \tan \theta = \frac{\pi M_v n'}{\pi d} = \frac{M_v n'}{d}$. d 為螺柱節圓直徑.

虛壓力角 α 在軸向平面測量.

$$\tan \alpha = \frac{AB}{OA}$$

$$\tan \alpha' = \frac{AC}{OA}$$

$$\cos \theta = \frac{AC}{AB}$$

$$\tan \alpha' = \frac{CA}{OA} = \frac{AB}{OA} \times \frac{AC}{AB} = \tan \alpha \cdot \cos \theta.$$

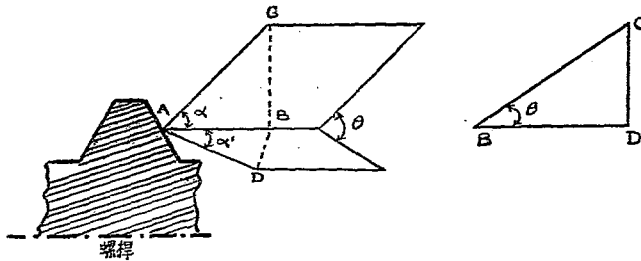


圖 265. 壓力角的計算.

α 虛壓力角. α' 真壓力角. θ 螺旋角.

螺柱的計算.

設 P = 螺柱的負荷,

T = 切力,

R = 牙齒垂直平面上的反力.

當螺柱旋動時,在前進相反的方向上發生摩擦力 R_f , 他的數值:

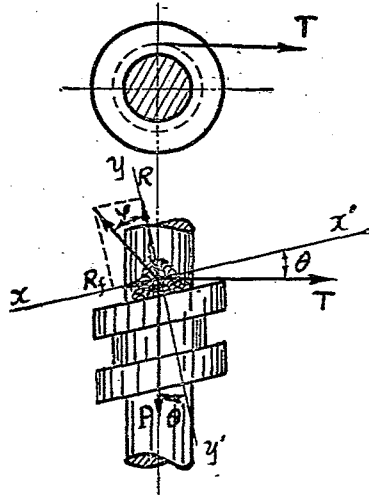


圖 266. 螺柱的計算.

$$R_f = R \tan \varphi.$$

將上列四種力投射到 xx' 及 yy' 軸上,於是:

$$xx': \quad T \cos \theta - R \tan \varphi - P \sin \theta = 0 \dots \dots \dots (一)$$

$$yy': \quad - T \sin \theta - P \cos \theta + R = 0$$

$$\text{或} \quad T \sin \theta + P \cos \theta - R = 0 \dots \dots \dots (二)$$

將(一)及(二)式合併,並將 R 消去:

$$\frac{T \cos \theta - P \sin \theta}{T \sin \theta + P \cos \theta} = \tan \varphi.$$

$$\text{於是:} \quad T \cos \theta - P \sin \theta - T \sin \theta \tan \varphi - P \cos \theta \tan \varphi = 0$$

$$\text{用 } \cos \theta \text{ 除:} \quad T(1 - \tan \theta \tan \varphi) - P(\tan \theta + \tan \varphi) = 0$$

$$T = P \frac{\tan \theta + \tan \varphi}{1 - \tan \theta \tan \varphi} = P \tan(\theta + \varphi).$$

T.P.U. 的計算.

設 T = 螺柱上切力,

P = 螺柱對螺輪的推動力亦稱軸向力 (Axial force),

U = 使螺柱與螺輪的分離力 (Separating force), 亦稱輻向力 (Radial force).

於是

$$P = \frac{T}{\tan(\theta + \varphi)}$$

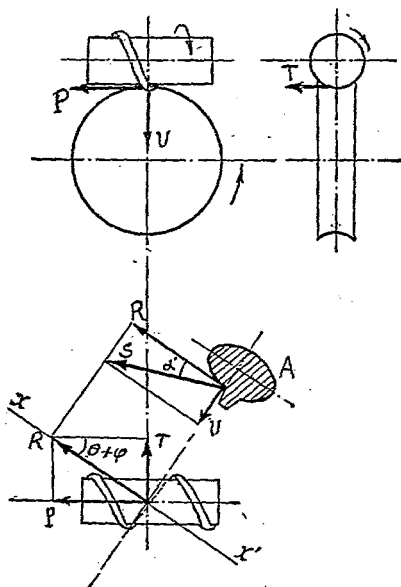


圖 267. 螺柱上力的分解.

繪 P 及 T 的合力 R , 經 R 力繪垂直平面 xx' , 於是

$$R = \frac{T}{\sin(\theta + \varphi)}$$

R 及 U 的合力為 S 與牙齒側面相垂直，他們的關係：

$$U = R \tan \alpha' = \frac{T}{\sin(\theta + \varphi)} \tan \alpha \cos \theta.$$

於是：

$$P = \frac{T}{\tan(\theta + \varphi)}, \quad R = \frac{T}{\sin(\theta + \varphi)}, \quad U = \frac{T \tan \alpha \cos \theta}{\sin(\theta + \varphi)}.$$

螺柱及螺輪的效率。

$$E = \frac{\text{有用工作}}{\text{發動工作}}$$

螺柱旋動一轉，有用工作為 $P \times c$ ， c 為螺距；發動工作為 $\pi d T$ ， d 為螺柱直徑。

$$E = \frac{Pc}{\pi d T} = \frac{P \times \frac{c}{\pi d}}{P \tan(\theta + \varphi)} = \frac{\tan \theta}{\tan(\theta + \varphi)}.$$

效率最大時為 $\theta = 45^\circ - \frac{\varphi}{2}$ 。普通 $f = \tan \varphi = 0.025$ 至 0.040 ，合 $\varphi = 1^\circ 30'$ 至 $2^\circ 18'$ 。

螺柱及螺輪的優劣點。優點方面：第一所佔地位較小，第二減倍數很大可以達到 1 : 7 至 1 : 10，第三工作聲音較小。

劣點方面：第一傳動效率較盆子輪低，第二工作時因有一部份熱量損失，所以溫度較高，第三潤滑比較困難。

螺柱普通均用鎢鉻鋼或鉻鎢鋼製，並經炭煉，其硬度為 Brinell 表 700 度。螺輪多用銅 (Bronze) 製。

螺 柱 螺 輪

破壞 R	85 公斤/平方公釐.....	25 公斤/平方公釐
彈性 E	70 公斤/平方公釐.....	20 公斤/平方公釐
引長 A	12%	2 至 3%

牙齒投影面積每平方公分壓力約 100 至 130 公斤。

例題 107. 運貨汽車發動機最大轉動矩力為 20 公尺斤，螺柱計四線，節圓直徑為 50 公釐，模數為 7，螺輪齒數為 26，比速為 1 : 6.5，螺柱每螺旋與螺輪接觸面之角度 $r = 90^\circ$ ，壓力角 $\alpha = 20^\circ$ ，摩擦係數 = 0.03，第一速率比速 = 0.272。求 (一) (a) 螺柱導程 L ，(b) 螺旋角 θ ，(c) $\theta + \varphi = ?$ (d) 第一速率時的切力，(e) 分離力 U ，(f) 齒輪所受反力或垂直力 R 。(二) 傳動效力。

$$(一) (a) L = \pi \times 7 \times 4 = 87.9 \text{ 公釐。}$$

$$(b) \tan \theta = \frac{L}{\pi d} = \frac{\pi \times 7 \times 4}{\pi \times 50} = 0.56,$$

$$\theta = 29^\circ 15'.$$

$$(c) \tan \varphi = 0.03, \varphi = 1^\circ 49',$$

$$\theta + \varphi = 30^\circ 58'.$$

$$(d) \text{ 驅動軸上轉動矩力}$$

$$= 20 \times \frac{1}{0.272} \times 0.95$$

$$= 69.8 \text{ 公尺斤。}$$

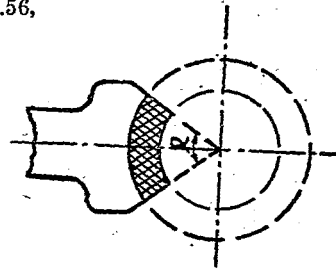


圖 268. 螺柱及螺輪接觸弧面。

$$\text{切力 } T = \frac{69.8}{25} \times 1000 = 2794 \text{ 公斤。}$$

$$(e) U = \frac{T}{\sin(\theta + \varphi)} \times \tan \alpha \cos \theta$$

$$= \frac{2794}{\sin 30^\circ 58'} \times \tan 20^\circ \cos 29^\circ 15' = 1722 \text{ 公斤。}$$

$$(f) R = \frac{T}{\sin(\theta + \varphi)} = \frac{2794}{\sin 30^\circ 58'} = \frac{2794}{0.5145} = 5430 \text{ 公斤。}$$

$$(二) E = \frac{\tan 29^\circ 15'}{\tan 30^\circ 58'} = \frac{0.56}{0.6001} = 93.2\%.$$

軸承負荷：與軸承發生關係的三種力量：

$$T = \text{螺柱切力},$$

$$P = \frac{T}{\tan(\theta + \varphi)} \text{ 螺輪切力},$$

$$U = \frac{T \tan \alpha \cos \theta}{\sin(\theta + \varphi)} = \text{分離力}.$$

此三種力量在軸承上發生作用：

$$P \begin{cases} (1) \text{ 與 } P \text{ 力相等方向相反的軸向力。} \\ (2) \text{ 由矩力 } P \times r \text{ 產生反力 } M, \text{ 於是 } P \times r = M(a + b). \end{cases}$$

$$M = \frac{P \times r}{a + b}.$$

$$T \begin{cases} T_1 = T \frac{b}{a + b} \\ T_2 = T \frac{a}{a + b} \end{cases}$$

$$U \begin{cases} U_1 = U \frac{b}{a + b} \\ U_2 = U \frac{a}{a + b} \end{cases}$$

在軸承上總負荷：

$$N_1 = \sqrt{(U_1 - M)^2 + T_1^2}.$$

$$N_2 = \sqrt{(U_2 + M)^2 + T_2^2}.$$

N_1 為軸承 I 負荷, N_2 為軸承 II 負荷。

螺輪軸承負荷的計算與上述方法相同 惟此處 T 變為軸承推動力, P 為切力。

例題 103. 已知 $a = b = 110$ 公釐, $\theta + \varphi = 30^\circ 58'$, $r = 25$ 公釐, $U = 1722$ 公斤, $T = 2794$ 公斤. 求 $P, M, U_1, U_2, T_1, T_2, N_1, N_2$.

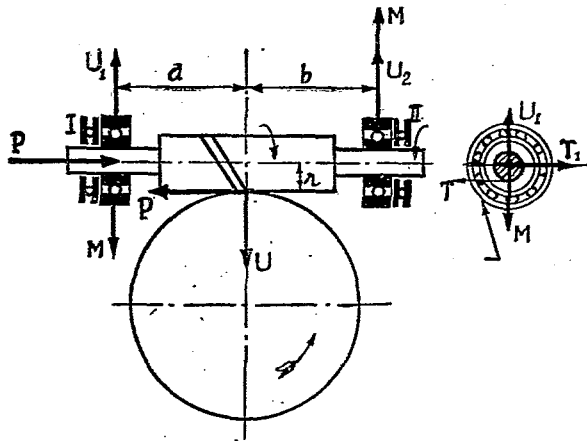


圖 269. 螺柱軸承負荷.

$$P = \frac{T}{\tan(\theta + \varphi)} = \frac{2494}{\tan 30^\circ 58'} = \frac{2794}{0.6001} = 4656.6 \text{ 公斤.}$$

$$M = \frac{P \times r}{a + b} = \frac{4656.6 \times 25}{220} = 529 \text{ 公斤.}$$

$$U_1 = U_2 = \frac{1}{2} \times 1722 = 861 \text{ 公斤.}$$

$$T_1 = T_2 = \frac{1}{2} \times 2794 = 1397 \text{ 公斤.}$$

$$N_1 = \sqrt{(861 - 529)^2 + 1397^2} = 1437 \text{ 公斤.}$$

$$N_2 = \sqrt{(861 + 529)^2 + 1397^2} = 1971 \text{ 公斤.}$$

問 題

1. 計算小盆子輪軸直徑，可否採用： $d = 1.72 \sqrt[3]{\frac{Q}{f}}$ 公式？ Q 應用何種公式計算？ f 數值若干？

2. 已知小盆子輪切力 $F = 2400$ 公斤; $\frac{n}{n'} = \frac{9}{34}$; 壓力角 $\alpha = 20^\circ$; 螺旋角 $\theta = 24^\circ$. 求 1) 錐頂半角 β . (2) 輻線力 R . (3) 軸線力 P .
3. 比較格理孫輪及無窮螺輪間之優劣點. 小汽車為何不採用無窮螺輪?
4. 在中國內地各省行駛運貨汽車, 大小盆子牙齒時有打壞. 試分析各種可能促成損壞之原因. 在江, 浙一帶損壞盆子輪較少為什麼?
5. 格理孫輪切力 $F = 2900$ 公斤, $\theta = 26^\circ$, $\frac{n}{n'} = \frac{5}{44}$. 求 (一) $\tan \beta$, (二) P 及 R .
6. 大小盆子輪間鬆緊, 如何調整? 將福特、道奇、雪佛蘭運貨汽車盆子輪調整方法, 繪簡圖說明.

第四十二章 差速箱

汽車行駛約在二分之一以上的時間，均在那裏轉着灣。雖在直路上行駛，仍繼續不斷發生轉灣動作。不過所轉的灣度大部分極其微小。所轉灣度不論如何微小輪子在灣度裏面的所行路程短，車輪旋轉的次數亦少。所以每逢轉灣動作，左右後輪旋轉次數不同。差速箱 (Differential case 或 Differential carrier) 的任務可使左右後輪在同一或相異的速率旋轉。

圖 270 內 *B* 齒輪在美稱爲蜘蛛軸齒輪 (Spider gear) 在英稱行星輪 (Planet. pinion) 在法稱衛星輪 (Satellite)。 *G* 齒輪在美稱邊軸輪 (Side shaft gear)，在英稱太陽輪 (Sun wheel)，在法稱行星輪 (Planet)。設右 *G* 輪旋轉需要比左 *G* 輪快 10 轉，於是右 *G* 輪旋轉比差速箱快 5 轉，左 *G* 輪比差速箱慢 5 轉，差速箱子本身的旋動速率仍不變。

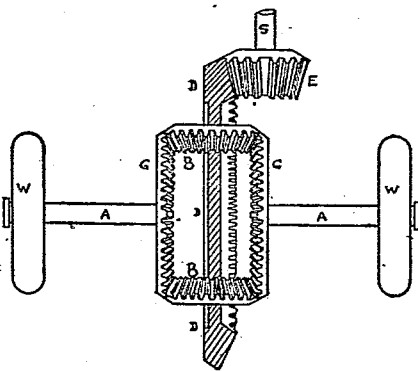


圖 270. 差速箱

- | | |
|----------|---------|
| S. 聯動軸。 | G. 行星輪。 |
| E. 聯動齒輪。 | A. 後輪軸。 |
| D. 盆子牙齒。 | W. 車輪。 |
| B. 衛星輪。 | |

行星輪和衛星輪的計算：

依據一般的經驗行星輪與衛星輪(採取法國命

名)的齒數相比約等於 1.8.

行星輪齒數 ...9 至 13,

衛星輪齒數.....18 至 22.

使衛星輪與行星輪在預定地位能相互插進,如屬四個衛星輪,行星輪齒數應為 2 的倍數.如屬三個衛星輪,行星輪齒數應為 3 的倍數.

普通均取齒長: $AC=0.33OA$ 至 $0.35OA$; 衛星輪數多用 4 個.

例題 109. 差速箱內行星輪齒數為 18, 衛星輪有 4 個, 每個有 9 齒, 模數為 6. 發動機最大轉動矩力為 23.5 公斤尺. 第一速率比速為 1:2.82, 後推齒輪之比速為 9:34, 齒長等於 $0.33 \times$ 錐頂距. 求 (一) 行星輪之平均半徑, (二) 行星輪之轉動矩力, (三) 行星輪之切力, (四) 牙齒工作應力.

(一) 行星輪最大直徑 $AA' = 18 \times 6 = 108$ 公釐.

$$AC = 0.33 \times OA.$$

$$AM = \frac{1}{2} \times AC = 0.165 \times OA$$

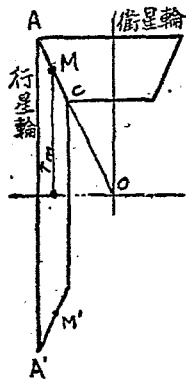


圖 271. 差速箱齒輪.

$$OM = OA - AM = (1 - 0.165) \times OA = 0.835 \times OA$$

$$\frac{MM'}{AA'} = \frac{OM}{OA} = 0.835$$

$$MM' = 0.865 \times 108 = 90 \text{ 公釐.}$$

$$\text{平均半徑 } r_m = \frac{1}{2} MM' = 45 \text{ 公釐.}$$

$$(二) \quad Q = 23.5 \times 2.82 \times \frac{34}{9} \times 0.95^2 = 225.7 \text{ 公尺斤.}$$

(0.95² 爲傳動效率).

(三) 每衛星輪與行星輪設有二個牙齒相銜接以四衛星輪及二行星輪計算, 共有 16 牙齒相銜接, 所以切力:

$$F = \frac{1}{16} \times \frac{Q}{r_m} = \frac{225.7}{16 \times 0.045} = 312.5 \text{ 公斤.}$$

$$(四) \quad \text{齒長 } b = 0.33 \times \left[\left(\frac{18 \times 6}{2} \right)^2 + \left(\frac{9 \times 6}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 19.91 \text{ 公釐.}$$

$$f = \frac{5.2F}{bm} = \frac{5.2 \times 312.5}{19.91 \times 6} = 13.6 \text{ 公斤/平方公釐.}$$

· 衛星輪軸. 設衛星輪軸共有 N 根, 每根軸所傳轉動矩力爲 $\frac{Q}{N}$. 行星輪軸每平方公分所受單位壓力爲 4 公斤. 普通軸的直徑約等於衛星輪牙齒的長度.

$$\text{例如} \quad Q' = \frac{Q}{4} = \frac{225.7}{4} = 56.4 \text{ 公尺斤.}$$

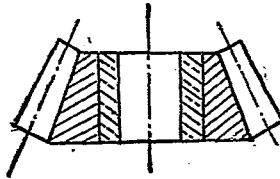


圖 272. 衛星輪軸

$$F' = \frac{56.4}{0.045} = 1254 \text{ 公斤.}$$

設衛星輪牙長 = 20 公釐, 於是

$$\text{單位壓力} = \frac{1254}{20 \times 20} = 3.14 \text{ 公斤/平方公釐.}$$

差速箱軸承負荷. 參照圖 263.

設 x = 盆子輪中間至差速箱右軸承中間的距離以公分計,

y = 在左面的距離以公分計,

F = 在盆子輪平均半徑上切力以公斤計,

R = 盆子輪平均半徑或節圓半徑以公分計,

Q = 主動或制動轉動矩力以公分斤計.

於是
$$F = \frac{Q}{R} \text{ 公斤.}$$

$$\text{右軸承負荷} = \frac{Fy}{x+y} = \frac{Qy}{R(x+y)} \text{ 公斤.}$$

$$\text{左軸承負荷} = \frac{Fx}{x+y} = \frac{Qx}{R(x+y)} \text{ 公斤.}$$

盆子輪位置永遠在左邊, 所以左軸承負荷較大. 如屬蟲輪 (Worm gear drive), 位置常在中間, 即 $x=y$, 每邊負荷為 $\frac{1}{2}F$.

傳遞到各部份轉動矩力的計算. 傳動機關的效率 (Efficiency) 可分析如次:

1. 牙齒箱.....0.95.
2. 萬向關節及盆子牙齒.....0.95.
3. 差速箱及後輪軸.....0.95.

設 Q = 發動機轉動矩力以公尺斤計.

n = 發動機每分鐘旋轉數.

n' = 後輪每分鐘旋轉數.

m = 牙齒箱的比速之一。

m' = 的牙齒箱的另一比速。

m'/m = 比速之比(小於 1),

m/m' = 比速之比(大於 1),

轉動矩力	用直接傳動	用中間率速
在驅動軸	Q	$Q \frac{m}{m'} \times 0.95$
在差速箱	$Q \frac{n}{n'} \times 0.95$	$Q \frac{m}{m'} \times \frac{n}{n'} \times 0.95^2$
在後輪	$Q \frac{n}{n'} \times 0.95^2$	$Q \frac{m}{m'} \times \frac{n}{n'} \times 0.95^3$
在車輛	$Q \frac{n}{n'} \times 0.95^3$	$Q \frac{m}{m'} \times \frac{n}{n'} \times 0.95^4$

在車輛的轉動矩力的意義係指輪胎滑動計算在內。

例題 110. 發動機每分鐘旋轉 2000 次時轉動矩力為 25 公尺斤，車輪每分鐘旋轉 250 次，牙齒箱比速第一速率為 0.25，第二速率為 0.5，第三速率為 1，求各速率的後輪矩力。

(一) 直接傳動：後輪轉動矩力 = $Q \frac{n}{n'} \times 0.95^2$

$$= 25 \times \frac{2000}{250} \times 0.95^2 = 180.5 \text{ 公尺斤。}$$

(二) 第二速率：後輪轉動矩力 = $Q \frac{m}{m'} \times \frac{n}{n'} \times 0.95^3$

$$= 25 \times \frac{1}{0.5} \times \frac{2000}{250} \times 0.95^3 = 342.95 \text{ 公尺斤。}$$

(三) 第三速率：後輪轉動矩力 = $Q \frac{m}{m'} \times \frac{n}{n'} \times 0.95^3$

$$= 25 \times \frac{1}{0.25} \times \frac{2000}{250} \times 0.95^3 = 685.9 \text{ 公尺斤。}$$

問 題

1. 說明差速箱內齒輪所以損壞的幾種原因。
2. 轉動矩力經過傳動機關後要損失一部份，爲什麼？這損失數量約多少？
3. 發動機轉動矩力爲 30 公尺斤，大盆子輪平均半徑爲 95 公釐，大盆子輪中心至差速箱右軸承爲 150 公釐，至左軸承爲 80 公釐。求
(一) 大盆子輪平均半徑上切力。(二) 左軸承的負荷。(三) 右軸承的負荷。
4. 轉彎時使用剎車，對差速箱可以發生何種影響？
5. 拆卸小汽車及運貨車差速箱各一種，將特性列表，加以比較。
6. 福特及雪佛蘭小客車差速箱，那一種重？重的原因何在？

第四十三章 後軸及後輪

後軸亦稱後梁或後橋 (Rear axle), 係指盆子牙齒 (Bevel gear), 差速箱 (Differential gear), 後輪軸 (Axle shafts) 輪殼 (Rear hubs) 及後軸管 (Axle tube) 等總成而言。盆子牙齒及差速箱已在前兩章分別研究。關於後軸剩餘諸問題當在本章內討論。

後輪殼。後輪殼 (Rear hubs) 與後輪軸的聯結分半浮式 (Semi-floating axle), 3/4 浮式 (Three-quarter floating) 及全浮式 (Full floating) 三種。輪殼軸承 (Hub bearings) 係用球軸承 (Ball bearing) 或棍軸承 (Roller bearing)。計算輪殼軸承必須預知車輪每分鐘最大旋轉次數及車輪所負重量。每後輪所負重量以後軸所負全重量之一半計算。

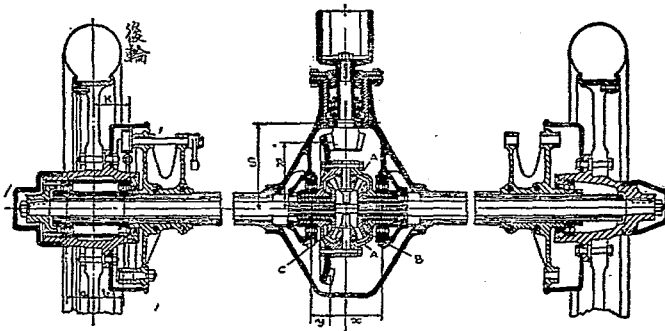


圖 273. 後軸(右輪 3/4 浮式, 左輪全浮式).

- | | |
|--|--|
| <p><i>a</i> 及 <i>a'</i> 軸承至車輪中心距離。</p> <p><i>K</i> 車輪中心線至鋼板座邊距離。</p> <p><i>S</i> 驅動齒輪軸承至後軸中心距離。</p> <p><i>R</i> 驅動齒輪至後軸中心距離。</p> | <p><i>A</i> 衛星輪。</p> <p><i>B</i> 及 <i>C</i> 行星輪。</p> <p><i>x</i> 盆子牙齒至右軸承距離。</p> <p><i>y</i> 盆子牙齒至左軸承距離。</p> |
|--|--|

設 W = 每後輪所負重量以公斤計，

a 及 b = 車輪中心線至軸承中心距離以公分計。

於是： 外軸承負重 = $\frac{Wb}{a+b}$ 公斤。

內軸承負重 = $\frac{Wa}{a+b}$ 公斤。

$a+b$ 距離越大軸承負荷越輕。

浮式銅環 (Bushes) 有時套在軸管之外，車輪之內，並容許約 3 公釐的橫隙動 (End play)。磷銅環的投影面積每平方公分壓力約 14 公斤。

設 W = 每後輪所負重量以公斤計，

L = 磷銅環的長以公分計，

D = 環外直徑以公分計，

d = 環內直徑以公分計，

p = 每平方公分許可壓力 = 14 公斤/平方公分。

平均投影面積 = $\frac{1}{2}(D+d)L$ 平方公分，

應有的面積 = W/p 平方公分，

於是： $L = \frac{W}{\frac{1}{2}(D+d)p}$ 公分。

銅環之厚普通自 3 至 5 公釐。環內鑽有 6 至 9 公釐的小孔以利潤滑油的流通。

後輪軸：後輪軸 (Axle shafts) 與後軸管，行星輪等均發生聯帶關係，在設計後軸時，後輪軸尺寸應首先確定。

計算後輪軸應取最大車輪矩力。這矩力分主動矩力 (Driving torque) 及制動矩力 (Braking torque) 兩種。制動矩力於驅動軸上備有制動器時始行產生。使車輪開始滑行時，制動力最大，所以與固着力亦發生關係。固着力約等於車輪負荷 60%。

設 N = 發動機發生最大矩力時每分鐘轉數，

H.P. = 在 N 速率時制動馬力，

y = 頭檔排減倍數，

b = 後軸減倍數，

W = 每後輪擔負重量以公斤計，

D = 車輪直徑以公分計，

Q = 後輪軸傳遞的最大矩力以公分計，

d = 後輪軸最小直徑以公分計，

f = 後輪軸許可應力以公斤/平方公分計，°

= 2000 至 3200 公斤/平方公分 4 噸鎳鉻鋼，

= 3500 至 4500 公斤/平方公分 7 噸鎳鉻鋼。

$$\text{主動矩力: } Q = \frac{1}{2} \times \frac{750 \times 100 \times \text{H.P.}}{N \times b \times y} \text{ 公分斤每軸.}$$

$$\text{制動矩力: } Q = 0.6W \times \frac{D}{2} = 0.3WD \text{ 公分斤每軸.}$$

$$d = 1.73 \sqrt[3]{\frac{Q}{f}} \text{ 公分.}$$

例題 111. 發動機旋轉 2000R.P.M. 的時候轉動矩力為最大，馬力為 65 匹，頭檔排比速為 0.333，後軸比速為 0.222。後軸負重為 1½ 噸，車輪直徑 72 公分，後輪軸係 4 噸鎳鉻鋼製。求軸的直徑。

$$\text{主動矩力} = \frac{750 \times 100 \times 65}{2 \times 2000 \times 0.33 \times 0.22} = 16433 \text{ 公分斤.}$$

$$\text{制動矩力} = 0.3WD = 0.3 \times \frac{1500}{2} \times 72 = 16200 \text{ 公分斤.}$$

$$d = 1.73 \sqrt[3]{\frac{16433}{3200}} = 1.73 \times 1.73 = 2.99 \text{ 公分} = 30 \text{ 公釐.}$$

這是後輪軸最小的直徑。軸的兩端均屬齒條軸 (Splines)，其外直徑至少應為 36 公釐，如是條紋高至少為 3 公釐。

後軸管。 全浮式後軸的後軸管受着彎曲剪割應力而外，還要擔任一部分的伸長工作。輪胎裏邊碰着阻礙，使輪胎發生脫離軸管的趨勢；或者遇着強烈的弧形路面；軸管均要起伸長作用。軸管的厚度至少為 6 公釐。

由鋼板座 (Spring bracket) 透至輪胎中間距離 K 與車輪負荷 W 構成彎曲矩力。

設 W = 車輪所負重量以公斤計，

K = 輪胎中間至鋼板邊座的距離以公分計，

D = 軸管外直徑以公分計，

d = 軸管內直徑以公分計，

Z = 軸管斷面係數以立方公分計，

BM = 彎曲矩力以公公斤計，

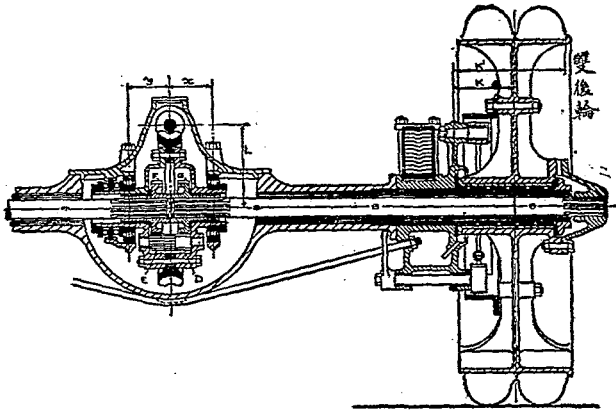


圖 274. 齒輪式後推齒輪，四輪後軸。

D 及 E 衛星輪。

F 及 G 行星輪。

L 驅動輪至後軸距離。

K 兩輪間中心線至鋼板座邊距離。

K' 外輪胎邊至鋼板座邊距離。

x 及 y 左右軸承至齒輪中心距離。

f = 軸管應力以公斤/平方公分計。

f = 軟鋼 600 公斤/平方公分, 四噸鎳鉻鋼 1000 公斤/平方公分, 安全係數為 8.

近年貨車後輪多用雙胎距離, K 最好用 K' 代替, K' 自外面輪胎邊起算, 最大應力可取 f 的 $1\frac{1}{2}$ 倍, 如是安全係數約等於 $5\frac{1}{2}$.

彎曲矩力 $BM = WK$ 或 WK' 公斤。

$$\text{斷面係數 } Z = \frac{\pi}{32} \times \frac{I^4 - d^4}{D} = 0.0982 \frac{D^4 - d^4}{D}$$

$$\text{又 } BM = fZ; \quad f = \frac{BM}{Z}$$

$$f = \frac{10.18 WKD}{D^4 - d^4} \text{ 或 } \frac{10.18 WK'D}{D^4 - d^4}$$

例題 112. 後軸管內直徑 40 公釐, 管厚 6 公釐, 外直徑 52 公釐, 距離 $K = 75$ 公釐, $W = 750$ 公斤, 求軸管應力。

$$f = \frac{10.18 WKD}{D^4 - d^4} = \frac{10.18 \times 750 \times 7.5 \times 5.2}{5.2^4 - 4.0^4} = 607 \text{ 公斤。}$$

此管可採用軟鋼製, 自電焊 (Electric welding) 成功後, 軸管多用鋼皮焊合。

雙後軸。車輛後部有二根後軸平分負擔後部的重量, 如是每一後軸祇負車軸後部重量之一半, 對道路及輪胎的損壞均可減低, 單後軸原負荷 3 噸, 若用雙後軸可載 6 噸。

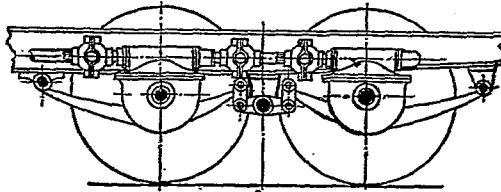


圖 275. 雙後軸。

雙後軸均屬主動，於是有了 8 主動輪同與地面接觸減少滑溜機會，且可通過不良道路和未建築區域。

問 題

1. 說明後軸的意義及後軸的三種功用。
2. 說明後單輪，後雙輪，後雙軸的優點及缺點。
3. 每後輪負荷 300 公斤，後軸管內直徑 30 公釐，輪胎外邊到鋼板座距離為 60 公釐，軸管工作應力為 800 公斤/平方公分。求軸管外直徑及軸管之厚度。
4. 發動機轉動矩力為 25 公尺斤，第一速率比速為 0.33，盆子牙齒比速為 0.25，後輪軸工作應力為 40 公斤/平方公釐。求後輪軸直徑。
5. 後輪軸與後輪的聯結方法分幾種？
6. 後輪軸與行星輪如何聯結？行星輪損壞時車輛能否繼續前進？

第四十四章 前軸及前輪

前軸亦稱前梁 (Front axle). 他的功用除擔任車輛前部的重量而外, 應能無礙於前輪 (Front wheel) 的轉向, 和制動器的運用.

要明瞭前軸與前輪間的關係, 應研究下列五種因數.

外傾. 前輪的上部向外傾斜, 傾斜數量用公釐或角度表示. 這種外傾 (Camber) 的目的; 使前輪容易轉灣, 對擔負重量容易穩定. 車輪與地面的接觸點應與主梢 (King pin) 延長線相遇. 現在汽車界外傾數量自 20 至 50 公釐約合 $\frac{1}{8}^{\circ}$ 至 $2\frac{1}{2}^{\circ}$.

如果沒有外傾, 轉灣時需要增加額外的矩力 $a \times R$, 對駕駛者勢必發生困難.

前指. 前指 (Caster) 係指主梢上部向後傾斜而言. 這傾斜數量 OP (圖 278) 自 50 至 75 公釐, 約合 1° 至 3° . 前指可使前輪發生永遠向直線前進的趨勢. 車輛向直線前進時, 因有前指設計, 引導前輪向直線前進, 所以駕駛者用不着緊緊拿住方向盤. 轉灣完成之後, 車輛亦自動向直線前進, 毋須將車輪用力轉回原位置. 這種前指設計, 在腳踏車, 沙發椅, 鐵床等均經採用.

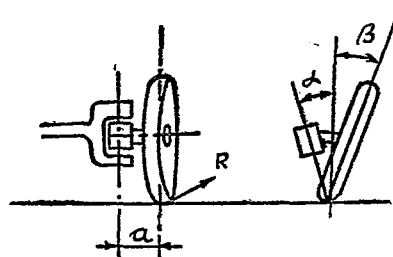


圖 276. 外傾及裏傾
 α 主梢裏傾角. α 主梢至車輪距離.
 β 外傾角. R 車輪前進力.

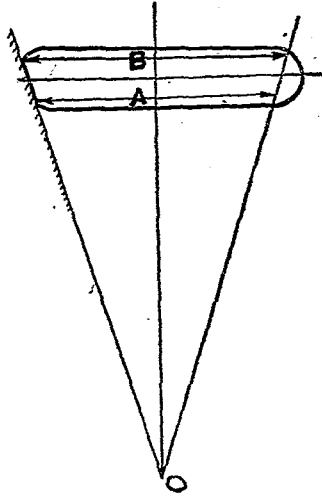


圖 277. 外傾的影響。以 O 為中心成錐形轉動的趨勢。 A 直徑比 B 的短，輪胎在 A 邊的容易損壞。

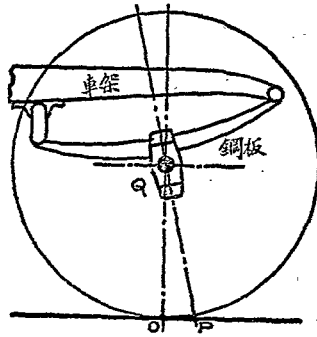


圖 278. 前指。

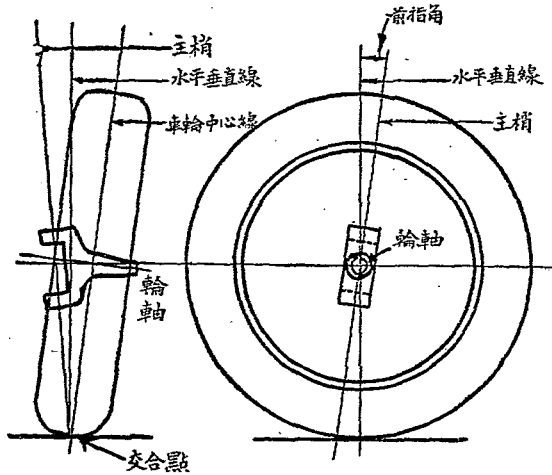


圖 279. 裏傾外傾及前指。

主梢裏傾。 主梢裏傾 (King pin inclination) 係指主梢上部向裏傾斜。這傾斜數量自 5° 至 12° ，普通多用 8° 左右。裏傾可以幫助外傾角度的減低，並可使外傾重量趨於正常平衡及垂直的地位。

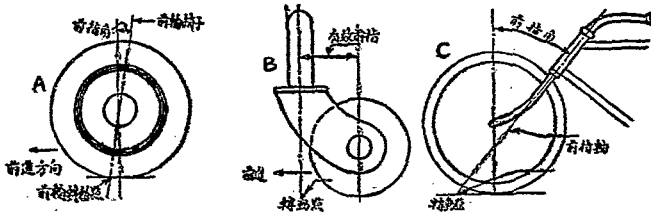


圖 280. 各式前指。

- A. 汽車車輪前指。
- B. 沙發椅及鐵床脚前指。
- C. 腳踏車前指。

前縮。 兩前輪的距離，後部較前部大，這相差數量稱為前縮 (Toe-

in), 普通約等於 10 公釐。調整聯桿(美稱 Tie-rod 英稱 Cross-rod) 的長度, 即可增減前縮的數量。

前縮與外傾有聯帶關係。外傾越大, 前縮亦越要增加。前縮太大或大小, 最足影響輪胎的壽命。前縮可使轉向容易, 可幫助兩前輪免去分開的趨勢。

前 . 車輛轉灣時兩前輪輪胎前部的距離較後部的大。灣度愈急, 前部愈大。這種前放 (Toe-out) 動作與第四十六章所述內外轉角有關。

主梢軸承。主梢(美稱 King pin 英稱 Pivot) 軸承, 上下兩個, 距離宜遠不宜近。軸承的長度約等於主梢直徑的 1 倍至 $1\frac{1}{2}$ 倍。主梢多用表皮硬鋼 (Case-hardened steel) 製, 軸承多用磷銅 (Phosphor bronze) 製。

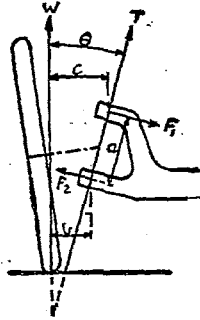


圖 281. 主梢軸承負荷圖解。

設 W = 車輪負重以公斤計, 不論輪的位置如何, 均依垂直重量計算。

F_1 = 上軸承中心負荷以公斤計,

F_2 = 下軸承中心負荷以公斤計,

a = 軸承間的距離以公分計,

b = 自輪胎與地接觸點的垂直線到下軸承間距離以公分計,

c = 自輪胎與地接觸點的垂直線到上軸承間距離以公分計,

T = 推壓襯墊 (Thrust washer) 的負荷以公斤計,

θ = 主梢內傾角,

D = 軸承內直徑以公分計,

L = 軸承 (Bush) 之長以公分計,

p = 軸承壓力以公斤/平方公分計,

於是：

$$F_1 a = W b; \quad F_2 a = W c.$$

$$F_1 = W \frac{b}{a}; \quad F_2 = W \frac{c}{a} \text{ 公斤.}$$

又上軸承： $DLp = F_1; \quad DL = \frac{F_1}{p}.$

下軸承： $DLp = F_2; \quad DL = \frac{F_2}{p}.$

許可壓力 p 不應超過 30 公斤/平方公分。

推壓負荷 $T = W \sec \theta$ 公斤。

推壓襯墊多用彈子盤 (Ball thrust washer)。

例題 113. 車輪負荷 250 公斤, $a = 80$ 公釐, $b = 70$ 公釐, $c = 80$ 公釐. 求軸承負荷。

$$F_1 = W \frac{b}{a} = 250 \times \frac{70}{80} = 218 \text{ 公斤.}$$

$$F_2 = W \frac{c}{a} = 250 \times \frac{80}{80} = 250 \text{ 公斤.}$$

設軸承內直徑 28 公釐 長 30 公釐, 軸承壓力 $p = \frac{250}{2.8 \times 3.0} = 30$ 公斤。

前輪軸。前輪軸, 美稱 Wheel spindle, 英稱 Swivel axle, 在 x 點 (圖 282) 受着彎曲矩力 (Bending moment) 最爲辛苦。

設 W = 車輪負荷以公斤計,

P = 輪軸負荷以公斤計,

A = 外傾角,

L = 車輪中心線至 x 點的距離以公分計,

Z = 輪軸斷面係數以公分的立方計,

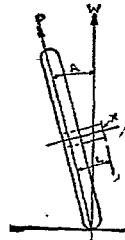


圖 282. 前輪軸負荷。

D = 輪軸直徑以公分計，

f = 輪軸工作應力以公斤/平方公分計，

M_b = 彎曲矩力以公分斤計，

$$P = W \sec A; \quad M_b = PL = WL \sec A; \quad \text{又} \quad M_b = fZ.$$

實心輪軸:
$$Z = \frac{\pi D^3}{32} = 0.0982 D^3.$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{WL \sec A}{0.0982 f}} = 2.167 \sqrt[3]{\frac{WL \sec A}{f}}.$$

輪軸近來多用錐形。直徑 D 應為最小一端的數值。最大一端普通較 D 大 15 公釐左右。工作應力 f 如屬軟鋼每平方公分為 630 公斤，8 噸鋼每平方公分為 1000 公斤。安全係數為 8。

例題 114: 車輪負荷 250 公斤， $A = 5^\circ$ ， $L = 50$ 公釐，輪軸係 8 噸鋼製。求輪軸直徑。

$$\begin{aligned} D &= 2.167 \sqrt[3]{\frac{WL \sec A}{f}} = 2.167 \sqrt[3]{\frac{250 \times 5 \times 1.0038}{1000}} \\ &= 2.167 \times 1.07 = 2.318 \text{ 公分。} \end{aligned}$$

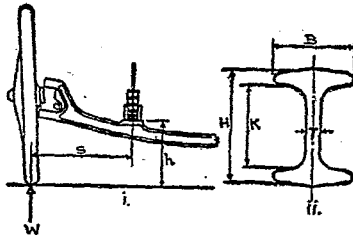


圖 283. 前軸本身。

前軸本身。前軸本身(美稱 Axle 英稱 Axle bed) 除受彎曲矩力外，在主梢與鋼板座(Spring seat)之間，施用剎車時還要產生扭轉矩力(Twisting moment)。所以在此二點之間應有相當的堅固。彎曲矩力在鋼板座及兩座之間為最大。鋼板座離地距離 h 愈低，扭轉矩力亦愈小。

- 設 W = 鋼板所負重量加前軸 $\frac{1}{2}$ 重量以公斤計，
 S = 自輪胎與地面接觸中心點至鋼板中心點距離，
 B.H.K.T. = 工字形前軸各部份尺寸以公分計，
 Z = 在兩鋼板間前軸斷面係數，
 f = 前軸工作應力以公斤/平方公分計，
 M_b = 前軸彎曲矩力以公分斤計，

$$M_b = WS = fZ;$$

$$f = \frac{WS}{Z} \quad Z = \frac{BH^3 - (B-T)K^3}{6H}$$

$$f = \frac{6WSH}{BH^3 - (B-T)K^3} \text{ 公斤/平方公分。}$$

軟鋼 $F=630$ 公斤/平方公分，8 噸鋼 $f=1000$ 公斤/平方公分，安全係數為 8。

例題 115. 鋼板負荷為 250 公斤， $S=40$ 公分，工字形軸高 $H=50$ 公釐， $K=38$ 公釐，寬 $B=38$ 公釐， $T=13$ 公釐。求工作應力 f 。

$$f = \frac{6WSH}{BH^3 - (B-T)K^3} = \frac{6 \times 250 \times 40 \times 5}{3.8 \times 5^3 - (3.8 - 1.3)3.8^3} = 896 \text{ 公斤/平方公分。}$$

所以題內前軸材料應用 8 噸鋼。

問 題

1. 說明前指，外傾，裏傾，前縮，前放等的意義和功用。
2. 用什麼方法可以增加前指及前縮？
3. 運貨汽車每前輪負荷 1000 公斤，外傾角為 3° ，車輪至輪軸的距離為 10 公分，所用材料為 8 噸鋼。求輪軸直徑。
4. 前剎車與前軸的關係，在設計上應如何加以注意？
5. 車輪負荷 1000 公斤， $a=9$ 公分， $b=7.5$ 公分， $c=9.5$ 公分 (圖 281)。求軸承負荷。
6. Spindle 中文有稱羊角，詳伸其意義並繪圖說明。

第四十五章 方向 (上)

名詞. 下列諸名詞,在研究方向設計內,時常用到:

軸距 (Wheel-base). 車輛向直線前進位置,後輪中心至前輪中心,與車輛中心線相平行的距離,稱為軸距。

輪距 (Wheel track). 車輛向直線前進位置,車輪與地面相接觸中心點,並與車輛中心線成直角,兩前輪或兩後輪間的距離,稱為輪距或軌距。

前輪主梢距離 (King pin centers). 在地面上主梢中心線間的距離。亦有用主梢中心線與輪胎中心線相交點左右間的距離。

轉角 (Angle of lock). 車輛轉彎時,前輪與車輛中心線所成的角度,稱為轉角。靠近瞬時中心 (Instantaneous center) 車輪,或裏面車輪所轉的角度,稱為內轉角 (Angle of inside lock); 外面車輪所轉的角度稱為外轉角 (Angle of outside lock)。內轉角大於外轉角。普通所稱轉角有時係指最大轉角而言。例如轉角為 42° , 即指最大裏轉角為 42° , 此車輛車輪所轉的角度,不能再比 42° 大。

下列字母常分別代表上列各名詞:

W = 軸距,

T = 前輪輪距,

H = 後輪輪距,

P = 主梢距離,

α = 內轉角,

b = 外轉角,

L = 車輛中心線至瞬時中心的垂直距離,

R = 外前輪轉彎半徑

= 外前輪與地面相接觸中心線至瞬時中心距離,

S = 內前輪轉彎半徑

= 內前輪與地面相接觸中心線至瞬時中心的距離。

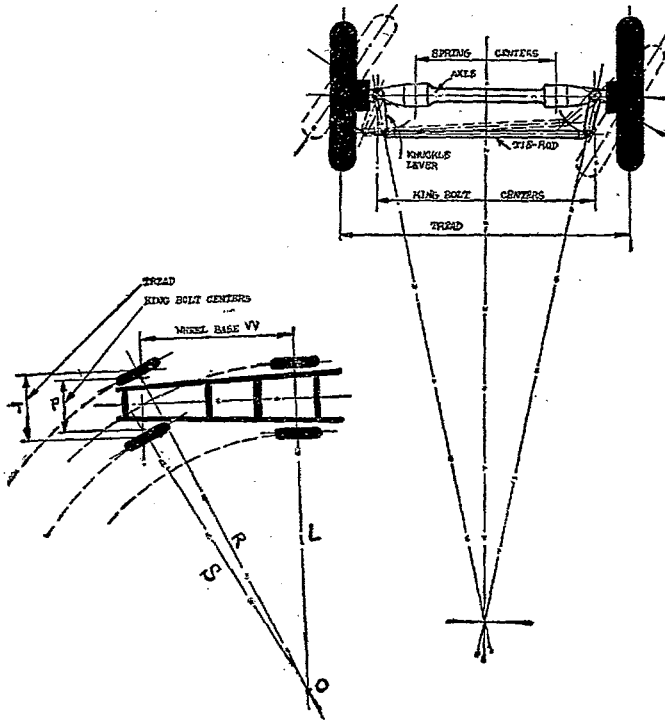


圖 284. 汽車方向各部份名稱。

腳踏車方向。所有各種車輛轉彎的基本原則，前後裏外輪應有同一的瞬時中心。

腳踏車方向 (Bicycle steering) 所應用的法規與汽車的相同。設 XY 代表腳踏車前後輪。車行轉彎時前後輪所轉同心圓的圓心 O ，即為瞬時中心。於是

$$a = \angle XOY = \angle ZXY = \text{轉角},$$

$$W = XY = \text{軸距},$$

$$R = OX = \text{轉彎半徑},$$

$$L = OY = \text{垂直距離}.$$

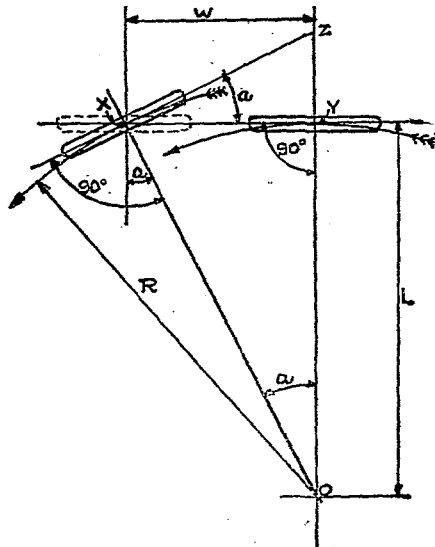


圖 285. 腳踏車轉向。

依照幾何理，所得關係如次：

$$R^2 = W^2 + L^2$$

$$\cot a = \frac{L}{W}; \quad L = W \cot a.$$

$$\operatorname{cosec} a = \frac{R}{W}; \quad R = W \operatorname{cosec} a.$$

例題 116. 腳踏車軸距為 10, 後輪轉彎半徑為 20. 求前輪轉彎半徑及轉角.(軸距及轉彎半徑, 可用適當單位, 此處為便於與例題 117 及 118 比較, 故採用此數字).

$$W = 10, \quad L = 20;$$

$$R = (W^2 + L^2)^{\frac{1}{2}} = (10^2 + 20^2)^{\frac{1}{2}} = 22.36,$$

$$\cot a = \frac{L}{W} = \frac{20}{10} = 2. \quad a = 26^\circ 34'.$$

馬車方向. 馬車, 壓路機以及其他慢性蒸汽汽車等的轉向, 將整個前軸 (Front axle) 坐落在車輛轉軸上加以轉動, 這種裝備不適用於速率每小時 20 公里以上的車輛.

拉動車輛的力量在拖桿 (Towing bar) 或轉軸 (Pivot) 上, 使車輛前部順着方向前進. 車輛主要部份及後輪隨着轉軸前進. 所以加於方向的力量甚屬微細. 由後輪主動的車軸, 則主要推動 (Driving thrust) 經主梢達到前軸及前輪, 如此由前面拖拉的變成由後向前推. 遇見不平道路或阻礙物時, 在主梢上發生極大影響, 勢必使方向力量增加, 方向盤需要轉動很多轉, 才能完成全轉角. 如是對高速率車輛甚屬危險.

設

$H =$ 馬車後輪距,

$T =$ 前輪距;

$$Q^2 = W^2 + L^2.$$

$$\cot a = \frac{L}{W}.$$

$$\operatorname{cosec} a = \frac{Q}{W}.$$

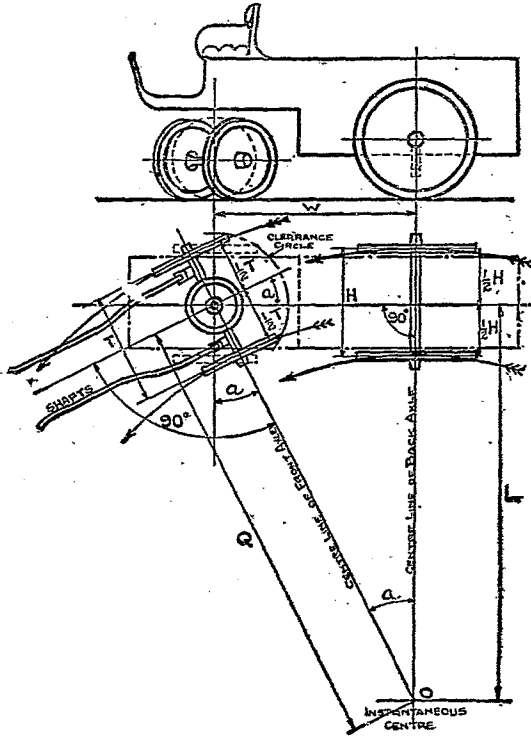


圖 286. 馬車轉向設備。

轉彎半徑：

$$\text{裏後輪, } L - \frac{1}{2}H; \quad \text{外後輪, } L + \frac{1}{2}H;$$

$$\text{裏前輪, } Q - \frac{1}{2}T; \quad \text{外前輪, } Q + \frac{1}{2}T.$$

例題 117. 設 $W=10$ 市尺, $L=20$ 市尺, $T=5.5$ 市尺, $H=5.4$ 市尺. 求轉角 a 及前後裏外四輪轉彎半徑.

$$Q = (10^2 + 20^2)^{\frac{1}{2}} = \sqrt{500} = 22.36 \text{ 市尺.}$$

$$\cot \alpha = \frac{L}{W} = \frac{20}{10} = 2.$$

$$\alpha = 26^\circ 34'.$$

轉彎半徑:

$$\text{裏後輪, } L - \frac{1}{2}H = 20 - \frac{1}{2} \times 5.4 = 17.3 \text{ 市尺.}$$

$$\text{外後輪, } L + \frac{1}{2}H = 20 + \frac{1}{2} \times 5.4 = 22.7 \text{ 市尺.}$$

$$\text{裏前輪, } Q - \frac{1}{2}T = 22.36 - \frac{1}{2} \times 5.5 = 19.61 \text{ 市尺.}$$

$$\text{外前輪, } Q + \frac{1}{2}T = 22.36 + \frac{1}{2} \times 5.5 = 25.11 \text{ 市尺.}$$

汽車方向。除鏈條車 (Caterpillar tractors) 及一部份特種載重車而外。普通汽車的轉向均用前軸 (Front axle) 分段方法。如此發動機及車架用不着提高。惟前輪轉動須佔相當的地位。所以車架前部特別狹窄。

圖 287 及 288 代表汽車轉向。後者為四輪轉向。瞬時中心為 O 。轉角 (Angle of lock) 有二個。內轉角大。外轉角小。

$$\text{裏輪: } \cot a = \frac{L - \frac{1}{2}P}{W},$$

$$\text{外輪: } \cot b = \frac{L + \frac{1}{2}P}{W}.$$

$$\text{於是 } \cot b - \cot a = \frac{L + \frac{1}{2}P - L + \frac{1}{2}P}{W} = \frac{P}{W}$$

$$\cot b - \cot a = \frac{P}{W} = \frac{\text{前輪主梢距離}}{\text{軸距}} \dots\dots\dots(1)$$

這是汽車轉向的基本公式。任何車輛的轉向， P/W 永為常數。不論轉彎半徑的大小，兩轉角餘切之差亦為常數。惟實際與理論略有不符，餘切之差並非常數，至少要有 1° 的上下。

設計車架及車身之前，內轉角 α 的最大數值，應先決定，因 a 影響到間隙 (Clearance)。車輪中心線與前輪主梢間的距離 d 宜小，最好等於零：

$$d = \frac{1}{2}(T - P).$$

垂直距離 L 的數值：

$$\cot a = \frac{L - \frac{1}{2}P}{W}; \quad W \cot a = L - \frac{1}{2}P;$$

$$L = W \cot a + \frac{1}{2}P.$$

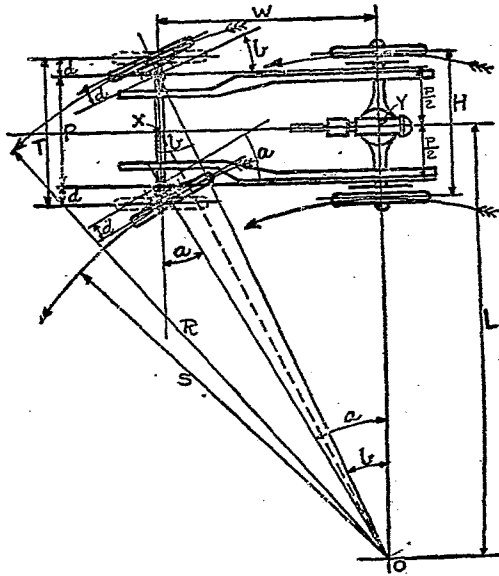


圖 287. 汽車轉向設備。

圖 287 前後四輪的轉彎半徑：

$$\text{內後輪 } L - \frac{1}{2}H = W \cot a + \frac{1}{2}P - \frac{1}{2}H = W \cot a - \frac{1}{2}(H - P) \dots\dots(2)$$

$$\text{外後輪 } L + \frac{1}{2}H = W \cot a + \frac{1}{2}P + \frac{1}{2}H = W \cot a + \frac{1}{2}(H + P) \dots\dots(3)$$

$$\text{內前輪 } S = W \operatorname{cosec} a - d = W \operatorname{cosec} a - \frac{1}{2}(T - P) \dots\dots(4)$$

$$\text{外前輪 } R = W \operatorname{cosec} b + d = W \operatorname{cosec} b + \frac{1}{2}(T - P) \dots\dots(5)$$

已知最大轉彎半徑 R ，求內轉角 a ：

$$\operatorname{cosec} b = \frac{R - \frac{1}{2}(T - P)}{W}$$

$$\operatorname{cosec}^2 b = 1 + \cot^2 b = \left[\frac{R - \frac{1}{2}(T - P)}{W} \right]^2$$

$$\cot b = \cot a + \frac{P}{W};$$

$$\cot^2 b = \left(\cot a + \frac{P}{W} \right)^2$$

$$\text{於是：} \quad 1 + \left(\cot a + \frac{P}{W} \right)^2 = \left[\frac{R - \frac{1}{2}(T - P)}{W} \right]^2$$

$$\cot a = \left\{ \left[\frac{R - \frac{1}{2}(T - P)}{W} \right]^2 - 1 \right\}^{\frac{1}{2}} - \frac{P}{W} \dots\dots(6)$$

由上式求得負根，可從略勿計。因 a 倘為負號，必較 90° 為大。

例題 118. 軸距 = 10 市尺，前輪主梢距離 = 5 市尺，前輪輪距 = 5.5 市尺。設此車轉彎圓周直徑為 36 市尺，求內轉角。

$$R = \frac{1}{2} \times 36 - 0.25 = 17.75 \text{ 市尺。}$$

0.25 為輪胎 $\frac{1}{2}$ 的寬度。 R 的長度自瞬時中心至外輪胎中心線止。

$$\begin{aligned}\cot \alpha &= \left\{ \left[\frac{R - \frac{1}{2}(T - P)}{W} \right]^2 - 1 \right\}^{\frac{1}{2}} - \frac{P}{W} \\ &= \left[\frac{17.75 - \frac{1}{2}(5.5 - 5.0)}{10} \right]^2 - 1 \Bigg\}^{\frac{1}{2}} - \frac{5}{10} \\ &= (1.75^2 - 1)^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{2} \\ &= 0.936.\end{aligned}$$

$\therefore \alpha = 46^\circ 54' =$ 內轉角.

例題 119. 後輪距為 5.4 市尺, 垂直距離 $L = 20$ 市尺, 其餘尺寸與上述例題相同. 求四輪轉彎半徑及轉角.

$$\text{內後輪轉彎半徑 } L - \frac{1}{2}H = 20 - \frac{5.4}{2} = 17.3 \text{ 市尺.}$$

$$\text{外後輪轉彎半徑 } L + \frac{1}{2}H = 20 + \frac{5.4}{2} = 22.7 \text{ 市尺.}$$

$$\cot \alpha = \frac{L - \frac{1}{2}P}{W} = \frac{20 - 2.5}{10} = 1.75.$$

於是內轉角 $= \alpha = 29^\circ 45'$.

$$\cot b = \cot \alpha + \frac{P}{W} = 1.75 + \frac{5}{10} = 2.25.$$

於是外轉角 $= b = 23^\circ 58'$.

$$\text{內前輪轉彎半徑 } = S = W \operatorname{cosec} \alpha - \frac{1}{2}(T - P)$$

$$\begin{aligned}S &= 10 \times 2.0125 - \frac{0.5}{2} \\ &= 19.902 \text{ 市尺.}\end{aligned}$$

$$\text{外前輪轉彎半徑 } = R = W \operatorname{cosec} b + \frac{1}{2}(T - P)$$

$$\begin{aligned}R &= 10 \times 2.4618 + \frac{0.5}{2} \\ &= 24.868 \text{ 市尺.}\end{aligned}$$

四輪及六輪轉向車輛。 四輪轉向車輛的軸距，可使之等於普通車輛軸距的一半計算，則本章內公式(1)至(6)仍可應用。六輪車輛在中間加裝一軸，與四輪轉向，並無不同。惟六輪車運用公式(2)及(3)時，應計算中間軸(Central axle)(圖 288)。

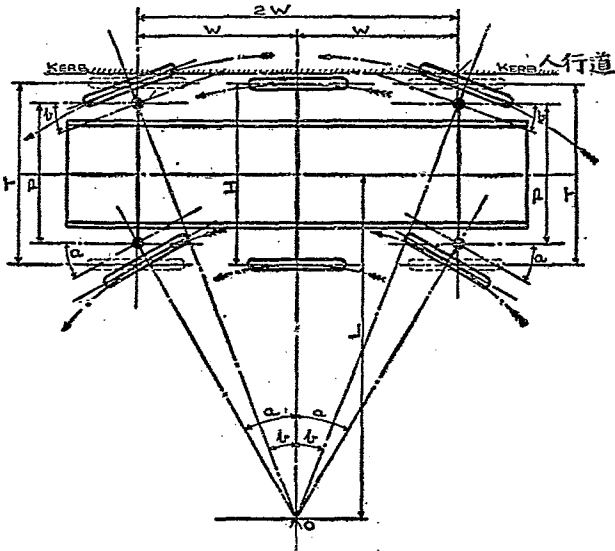


圖 288. 四輪轉向車輛。

六輪車轉彎時，兩前輪離人行道，兩後輪走進人行道。倒退時兩前輪亦要走進人行道。如使兩中間輪輪距加大，前後輪輪距縮小，可免除此種困難。因中間外輪已靠近人行道，前後外輪離開人行道尚有相當的距離，足夠轉彎之用。

四輪轉向的優點，為軸距減少一半，用兩輪轉向角度，轉彎半徑可以減小。如轉同一角度，則可減小轉角。

例題 120. 設轉角為 $29^{\circ}45'$ 及 $23^{\circ}58'$, 前輪距為 5.5 市尺, 主梢距離為 5 市尺, 軸距為 10 市尺. 求四輪轉向車, 外輪轉彎半徑.

$$W = \frac{1}{2} \times 10 = 5 \text{ 市尺.}$$

$$\begin{aligned} R &= W \operatorname{cosec} b + \frac{1}{2}(T - P) \\ &= 5 \times 2.4618 + \frac{0.5}{2} = 12.56 \text{ 市尺.} \end{aligned}$$

例題 121. 在上列例題內設 $L = 20$ 市尺, 求四輪轉向車轉角.

$$\cot a = \frac{L - \frac{1}{2}P}{W} = \frac{20 - \frac{5}{2}}{5} = 3.5.$$

$$a = 15^{\circ}57'.$$

$$\cot b = \cot a + \frac{P}{W} = 3.5 + \frac{5}{5} = 4.5.$$

$$b = 12^{\circ}32'.$$

新近一部份運貨汽車, 後面有二根軸, 用雙胎每軸有四輪. 共計為八輪, 加前輪則為十輪車, 可行於惡劣道路. 設 W 為事實上的軸距, M 為前軸到第一根後軸距離, N 為兩後軸間距離, 於是

$$W = M + \frac{1}{2}N.$$

公式 (1), (4), (5) 及 (6) 均可應用.

兩輪被拖車. 四輪小拖車 (Tractor) 拖動兩輪被拖車, 合成六輪車輛, 年來頗多採用, 其優點可免去走進人行道.

以掛軸 (Pivot) 為中心, 以被拖車軸距 W_2 為半徑, 畫一弧. 由瞬時中心 O 至弧線畫一切線. 再由掛軸畫一垂直線至切線. 於是此垂直線為被拖車的中心線, 切線為被拖車的輪軸線. 於是

$$L_1^2 = W_2^2 + L_2^2.$$

$$L_2 = (L_1^2 - W_2^2)^{\frac{1}{2}}$$

被拖車軸距越短越佳。如過長轉彎時所佔彎度地位甚大，在駕駛上容易出險。

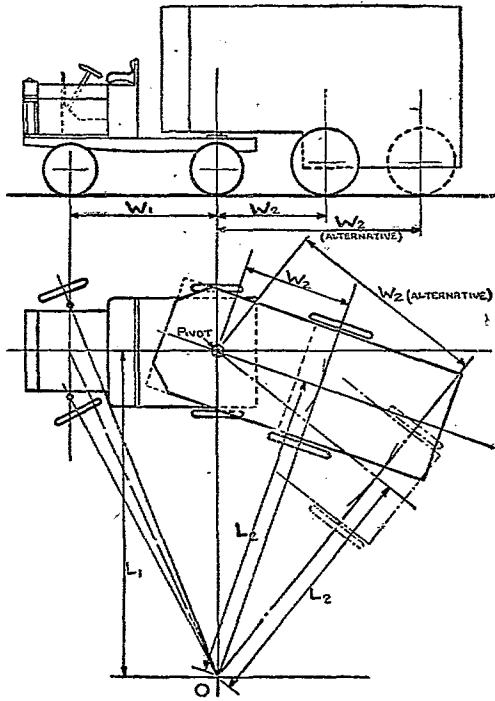


圖 289. 兩輪被拖車(亦稱掛車).

結論。 軸距 (Wheelbase) 轉彎圓周 (Turning circle) 轉角 (Angle of lock) 三者互相聯繫，影響到一般的汽車設計。

為便於車輛在小街道內轉彎，轉彎圓周越小越好。除開轉向觀點立論，軸距關係車輛重量的分佈，和舒適的乘坐。伸出後輪部份過多的車

輛,最不合宜,對乘客欠舒適,又易發生滑行,所以對於一定長度的車輛,軸距的縮短應受限制。轉角及前輪距的大小,均直接影響到車輛前部車架的寬度。設轉角過大,前部車架過窄,對發動機的安置地位,就要發生困難。

轉彎圓周已經決定,較短的軸距可使轉角減小。如轉角已經決定,軸距越短,轉向圓周直徑亦愈小,所以這三種因數,應多方面加以研究。最後的選定標準,對轉彎圓周,重量的分佈,舒適,外觀等須均能得到和諧及優良的配合。

腳踏車,馬車的轉向,簡單準確。汽車轉向機構係 1818 年美國 Ackermann 君首先設計,亦稱兩端轉向器 (Side-pivot steering), 構結不簡單,祇能達到近似的正確。慎密的計算,可使錯誤的程度減低。採用比較 Ackermann 更複雜的設計,亦可使精確的程度提高。但簡單及動作靈便比較絕對準確更為重要,所以 Ackermann 的設計,現仍通行。

轉向車輪所成 a 及 b 角,必須依照 $\cot b - \cot a = P/W$ 公式,互相發生聯係。否則轉向時車輪與轉向圓周不成切線,勢必發生滑行。轉彎所產生的離心力,使滑行動作更加嚴重。賽跑汽車速率高,離心力大,所以轉向的正確程度,必須達到最高點。普通小汽車及運貨汽車速率低,轉向的正確程度,可以略加容許和放鬆。

轉向的聯結。方向的左右主梢 (King-pin), 可用二種方法聯結。外聯結 (External connexions), 橫桿 (cross-rod) 在前軸的前面,遇着碰撞最容易失去方向的正確。現在汽車界已不再採用此式。

內聯結 (Internal connexions) 左右兩桿臂 (Cross-arm) 向後伸,橫桿在前軸的後面,所以橫桿受着前軸的保護,不易受傷。

桿臂與前軸所成的角度 e , 小於 90° 。主梢中心與橫桿和桿臂交叉點的引長線應與車輛中心線相交於一點,位於前軸之後。此種聯結可使

左右主梢所轉 a 及 y 角大小不同, 約略的能接近內外轉角。這種機械的正確程度, 與選擇 e 角有關。



圖 290. 內聯結橫桿。

圖 291 表示內聯結。桿臂 AG 及 BJ , 橫桿 GJ 均用虛線表示, 為車輛直線前進時的地位。 AG 及 BJ 延長線相遇於 K 點, ABK 角及 BAK 角 $= e$ 。桿臂 AG 轉動到 AG' 位置, 內轉角 $GAG' = a$, 橫桿移到

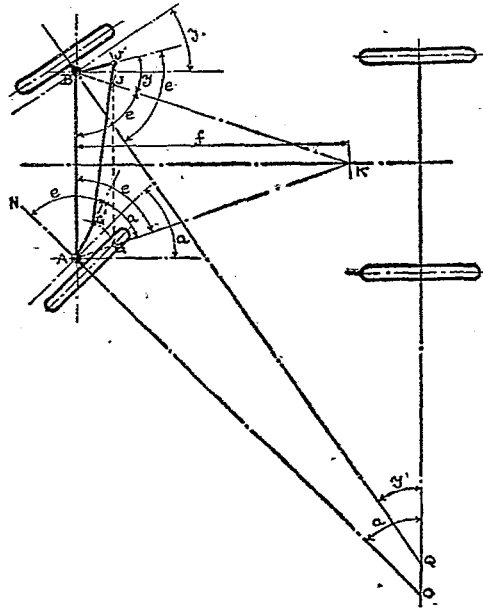


圖 291. 內聯結轉向圖解。

減小。如外轉角較應得數字小，減短桿臂可增加準確。

計算 e 角。桿臂角度 e 與 f 距離有關：

$$f = \frac{1}{2}P \tan e; \quad \tan e = \frac{2f}{P}$$

普通 f = 軸距長度的 $\frac{4}{5}$ 。內轉角多在 40° 以下。

問 題

1. A, B 及 C 三輛汽車，輪距及主梢距均相等。 A 車軸距為 7 市尺， B 及 C 的為 10 市尺。 A 及 B 係用前輪轉向， C 為前後四輪轉向。設三輛車的轉角均相等，則轉彎半徑何車最大？何車最小？並說明理由。
2. 腳踏車軸距為 1240 公釐，前輪轉角為 30° 。求每輪的轉彎半徑。
3. 馬車軸距為 5 市尺，前輪距為 3.5 市尺，外前輪轉彎半徑 16.75 市尺。求轉軸轉角。
4. 運貨汽車軸距為 4 公尺，主梢距為 1.85 公尺。內轉角 28° 時，外轉角為若干？
5. 小汽車軸距為 2.65 公尺，主梢為 1.25 公尺。前後輪距均為 1.33 公尺。內轉角為 39° 。求 (1) 外轉角。(2) 後外輪及後內輪轉彎半徑。
6. 汽車軸距為 2.8 公尺，輪距為 1.4 公尺，主梢距為 1.3 公尺，外前輪最小轉彎半徑 7 公尺。求 (1) 前輪內外轉角。(2) 如主梢距等於輪距時內外轉角。

第四十六章 方向 (下)

我們用手向右或向左轉動方向盤 (Hand wheel), 垂桿 (Hanging lever) 亦稱方向桿 (Steering lever) 即向前或向後移動。垂桿推動或拉動方向棍 (Steering rod), 使方向臂轉動主梢, 經橫桿由一端傳到他端, 於是兩前輪亦同時產生向右或向左轉動。

方向盤軸 (Hand wheel spindle) 與垂桿間必須有比速 (Gear reduction) 設備, 使駕駛者得着機械利益 (Mechanical advantage)。方向箱即完成上述的任務, 普通用蟲柱 (Worm) 及蟲輪 (Worm wheel) 或用螺柱 (Screw) 或螺帽 (Nut) 所構結而成。此外亦有用特種齒輪。方向箱內的比速為變動式, 轉角增加時, 比桿 (Leverage) 減小。如是在正常的轉彎, 駕駛者所用力量小, 轉角增大或大轉彎時, 所需轉動力亦增加。

比速。方向箱 (Steering box) 內的比速 (Gear ratio) 係指所需方向盤轉數與所發生的單面全轉角 (Full lock) 之比而言。賽跑汽車速率過快, 沒有充分時間可以容許方向盤轉動較大的角度。運貨的慢速汽車, 對轉彎有充分的時間, 可以容許方向盤轉較大的角度。所以載重汽車方向箱內的比速較小汽車的為大, 換言之, 載重汽車所需方向盤的轉數多。小汽車轉向部份的重量較輕, 所以更可減小方向盤的轉數。但小汽車輪胎壓力較低, 胎與地面摩擦係數提高, 所以方向盤轉數的減低, 應有限制。現在小汽車由前進地位轉到全內轉角 (Full inside lock), 約需轉動方向盤一轉; 運貨載重汽車約需一轉半至二轉。

圖 293 內的 A 及 B 角可依據 a 及 b 角設法求得。 X 及 Y 長度

的選擇應使方向棍的位置與地面及與車輛中心線相平行。

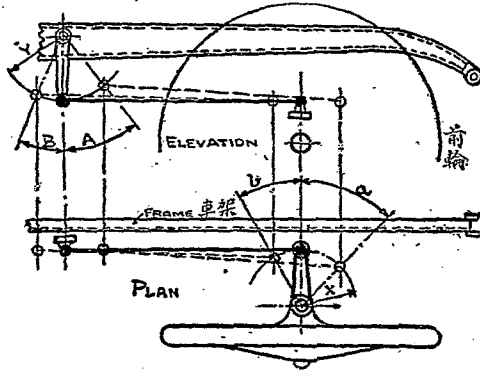


圖 293. 垂桿角度圖。
Elevation 側面圖, Frame 車架, Plan 平面圖。

設

a = 內轉角,

b = 外轉角,

A = 垂桿由中心地位(即車輛前進地位)到全內轉角所成角度,

B = 垂桿由中心地位到全外轉角所成角度,

X = 方向臂長度 (Steering arm),

Y = 垂桿長度。

於是用近似數值計算:

$$A \times Y = a \times X; \quad A = \frac{aX}{Y}$$

$$B \times Y = b \times X; \quad B = \frac{bX}{Y}$$

求得 A 及 B 角, 應繪圖案加以核對。

設

m = 方向盤由前進地位至全內轉角(即 A 角)所轉的轉數。

r = 方向箱內比速,

於是 $r = \frac{360m}{A}$; 或 $m = \frac{rA}{360}$.

所有角度均用度數計算.

例題 122. 內轉角 30° , 外轉角 23° . 方向臂長 160 公釐. 方向盤轉 1.4 轉時, 得最大內轉角. 求 (一) 垂桿所轉 A 及 B 角, (二) 方向箱內比速, (三) 最大外轉角時方向盤轉數.

$$(一) \quad A = \frac{aX}{Y} = \frac{30 \times 160}{180} = 26.6^\circ.$$

$$B = \frac{bX}{Y} = \frac{23 \times 160}{180} = 20.4^\circ.$$

$$(二) \quad r = \frac{360m}{A} = \frac{360 \times 1.4}{26.6} = 18.9 : 1.$$

$$(三) \quad m = \frac{rB}{360} = \frac{18.9 \times 20.4}{360} = 1.06 \text{ 轉}.$$

回復. 機械的主動部份 (Driver) 同時亦可變為被動 (Driven member), 這種動作稱為回復 (Reversible) 或稱可回逆. 倘主動與被動不能互相變化時, 稱為不可回復動作 (Irreversible), 或稱不可逆回. 方向盤是主動機關, 垂桿是被動部份. 設車輪遇着阻礙或與人行道相撞時, 足使方向箱內起回復作用. 倘使此種回復作用存在, 則方向盤有忽然自行轉動, 非駕駛者注意力所能控制. 所以方向箱內的牙齒, 似乎不應該發生回復作用. 但完全的不同復, 有三種弊端:

一、齒柱或螺柱的齒距太小, 完成全轉角所需的方向盤轉數太多, 對現代高速率汽車殊為危險.

二、完全不同復, 對前指 (Castering) 功用消失, 駕駛者勢必時刻把住方向盤, 不勝疲勞, 且屬危險.

三、完全不同復，必使圓球關節 (Ball joint), 桿臂, 橫桿等的工作更加辛苦, 日久必引起損傷和危險。所以有少許的回復動作, 可吸收擊撞, 可使轉向各機構動作溫和。

理論的方向機構, 應容許小許的回復動作。這動作可使轉向溫和, 不激烈, 遇着碰撞, 或阻礙時且能吸收振動。這動作並不影響到方向盤使之發生大量轉動。

蟲柱或螺柱的導程角 (Angle of lead) 為確定回復性 (Reversibility) 的因數。設導程角比較蟲柱與蟲輪或螺柱與螺帽間的摩擦係數為大, 方向箱可以回復; 如導程角小於摩擦角, 方向箱為不可回復。普通摩擦角為 6° 或 $\tan 6^\circ = 0.105 = \mu$ 。為具備回復, 導程角應介於 10° 至 25° 之間。 25° 至 45° 時, 則回復性太大。

效率。齒輪的效率, 係指有用工作與所加全部工作之比而言, 普通均用 % 表示。方向箱的效率即等於垂桿工作以方向盤工作除之, 所得之商。逆效率 (Reversed efficiency) 為駕駛者所加於方向盤之工作, 除以垂桿遇着阻礙時所發生的工作。

設 $\alpha =$ 蟲柱或螺柱導程角以度計,
 $\theta =$ 角度, 他的切線為蟲柱與蟲輪間或螺柱與螺帽間的摩擦係數,
 $E =$ 方向盤主動時的順效率,
 $R =$ 垂桿使動方向盤時的逆效率。

於是
$$E = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \theta)}$$

$$R = \frac{\tan(\alpha - \theta)}{\tan \alpha}$$

θ 普通等於 6° 合 $\tan 6^\circ = 0.105$ 。

蟲柱蟲輪方向箱。圖 294 表示蟲柱及蟲輪式方向箱 (Worm-gear

steering box). 普通蟲柱中空, 內部可裝設點火喇叭等電線. 此式方向箱蟲輪損蝕相當迅速, 尤以車輛直線前進時蟲輪與蟲柱接觸部份損蝕最利害. 爲補救計, 扇形蟲輪多改用整個蟲輪, 以便在相當時間更換牙齒位置.

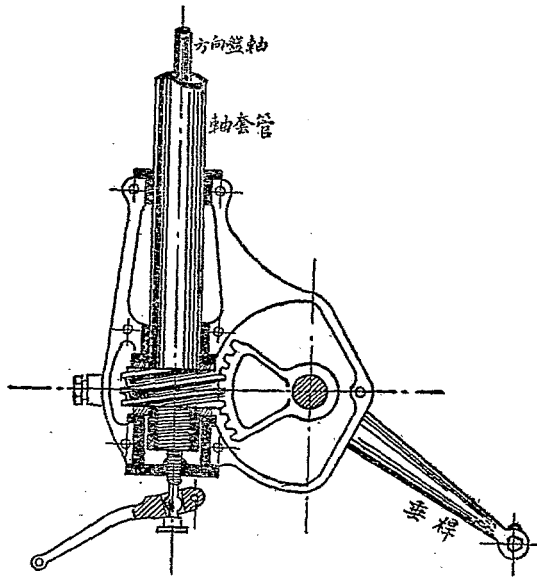


圖 294. 蟲柱及蟲輪方向箱.

螺柱螺帽方向箱. 螺帽多用磷銅製, 或用鋼製. 圖 296 表示垂桿角及螺帽上下距離的關係.

設 L = 螺帽中心與垂桿的距離,
 S 及 S' = 螺帽自直線前進位置至全轉角的距離,
 A 及 B = 垂桿角度,
 全內轉角 $\therefore S = L \tan A$.

螺帽行程

$$S + S' = L (\tan A + \tan B).$$

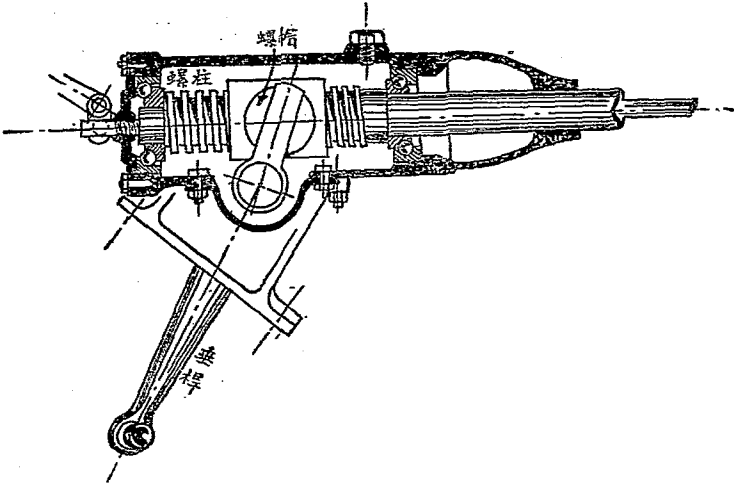


圖 295. 螺柱及螺帽方向箱。

圖 296 表示雙線螺柱的一部份。螺柱的導程 (Lead) 等於螺帽固定時螺柱旋轉一週所前進的距離。導程的量法在軸心方向，自螺線的一點旋轉一週後，至此同點間的距離。螺距 (Pitch) 為兩相隣螺線間距離。所以單線螺柱，螺距即等於導程，雙線螺柱，兩螺距等於一個導程；三線螺柱，三螺距等一導程。

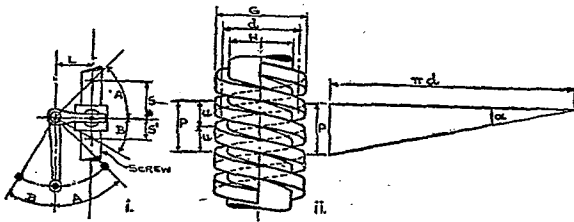


圖 296. 雙線螺柱解釋。

設

 G = 螺線外直徑, H = 螺線內直徑, d = 螺線平均直徑 = $\frac{1}{2}(G + H)$, n = 螺線數, μ = 螺距, P = 螺柱導程, α = 導程角, m = 方向盤轉數自直線前進位置至全內轉角,

於是導程:

$$P = n\mu; \quad \mu = \frac{P}{n}$$

導程角:

$$\cot \alpha = \frac{\pi d}{P} = \frac{\pi d}{n\mu}$$

$$P = \frac{S}{m}; \quad (S = L \tan A).$$

由上述公式求得的導程數字,有時需要略加更改,以便符合製齒機的標準.如此 m 亦須變動. $m = S/P$. 導程愈小,方向盤所需要轉數愈多.

例題 123. 垂桿角 27° 時,方向盤轉動一轉半即完成全轉角.螺柱平均直徑為 30 公釐,螺柱至垂桿的距離為 50 公釐. 求(一)螺帽至全轉角的行程,(二)螺柱導程,(三)導程角,(四)順效率,(五)逆效率.

$$(一) \quad S = L \tan A = 50 \times \tan 37^\circ = 50 \times 0.7536 = 37.68 \text{ 公釐.}$$

$$(二) \quad P = \frac{S}{m} = \frac{37.68}{1.5} = 25 \text{ 公釐.}$$

$$(三) \quad \cot \alpha = \frac{\pi d}{P} = \frac{3.1416 \times 30}{25} = 3.6144. \quad \alpha = 15^\circ 28' = \text{導程角.}$$

$$(四) \quad \text{順效率} = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \theta)} = \frac{\tan 15^\circ 28'}{\tan 21^\circ 28'} = 0.703.$$

$$(五) \quad \text{逆效率} = \frac{\tan(\alpha - \theta)}{\tan \alpha} = \frac{\tan 9^\circ 28'}{\tan 15^\circ 28'} = 0.626.$$

方向軸轉動矩力. 設計方向箱之前,使動垂桿的方向軸 (Steering shaft) 的強度,必先加以決定 此軸傳動轉動矩力 (Torque).

駕駛者轉向時在方向盤上施用矩力，此矩力因機械的比速而增加，惟受着效率影響略行減低。車輪遇着阻礙將碰擊傳到垂桿，則比速及逆效率均能協助駕駛者穩定支持方向盤。駕駛者對上述兩種情形所施用轉動矩力大致均相等。對方向軸所受矩力，則碰擊時較轉變時為大。

下列計算中，駕駛者係用雙手使動方向盤，每手所施的力為 p 。

設

p = 每手在方向盤上拉及推的力，以公斤計，

D = 方向盤直徑以公分計，

r = 方向箱內比速，

E = 順效率，

R = 逆效率，

C = 垂桿自中心點到球關節之長度以公分計，

F = 加於垂桿球關節的力以公斤計，

$Q = CF$ = 方向軸的轉動矩力以公分斤計。

駕駛者轉動方向：

$$Q = pDrE \text{ 公分斤。}$$

$$F = \frac{Q}{C} = \frac{pDrE}{C} \text{ 公斤。}$$

駕駛者抗拒垂桿碰擊：

$$\text{方向盤轉動矩力} \quad pD = Q \frac{R}{r};$$

$$Q = pD \frac{r}{R}.$$

$$\text{方向軸轉動矩力} \quad Q = \frac{pDr}{R} \text{ 公分斤。}$$

$$F = \frac{Q}{C} = \frac{pDr}{RC} \text{ 公斤。}$$

$$\text{碰擊矩力對方向矩力之比} = \frac{1}{ER}.$$

例題 124. 方向盤直徑 50 公分，駕駛者用雙手轉動，每手用力 8

公斤. 方向盤比速 20 : 1. 順效率 $E = 75\%$, 逆效率 $R = 70\%$. 求 (一) 駕駛者轉向時轉動矩力, (二) 撞擊轉動矩力, (三) 撞擊轉動矩力與駕駛轉動矩力之比.

$$(一) \quad Q = pDrE = 8 \times 50 \times 20 \times 0.75 = 6000 \text{ 公公斤.}$$

$$(二) \quad Q = \frac{pDr}{R} = \frac{8 \times 50 \times 20}{0.70} = 11428 \text{ 公公斤.}$$

$$(三) \quad \frac{1}{ER} = \frac{11428}{6000} = 1.9.$$

方向軸的大小.

設 d = 方向軸直徑以公釐計,

Q = 方向軸轉動矩力以公釐斤計,

f = 工作應力普通自 1050 公斤/平方公分至 1800 公斤/平方公分.

於是
$$d = 1.73 \sqrt[3]{\frac{Q}{f}} \text{ 公釐.}$$

例題 125. 依照例題 124, 我們可求得:

$$d = 1.73 \sqrt[3]{\frac{Q}{f}} = 1.73 \sqrt[3]{\frac{11428 \times 10}{18}} = 31.8 \text{ 公釐.}$$

問 題

1. 方向箱應該具備少許回復工作, 原因何在?
2. 順效率與逆效率如何區別? 那一種大?
3. 賽跑汽車方向盤轉數, 為何不若運貨汽車的多?
4. 方向箱比速 18 : 1. 垂桿角在全轉角時為 38° . 求方向盤轉數.
5. 計算驅動軸 (Propeller shaft), 後輪軸 (Rear axle shaft), 方向軸 (Steering shaft) 等的直徑均用 $d = 1.73 \sqrt[3]{\frac{Q}{f}}$ 公式. 在此三式內, 分別說明 Q 的計算方法.
6. 螺柱及螺帽方向箱, 螺柱導程為 50 公釐, 平均直徑為 30 公釐. 軸中心間距離為 50 公釐, 全轉角時垂桿角為 36° . 求 (一) 導程角, (二) 全轉角時方向盤轉數, (三) 比速.

第四十七章 制 動

制動力。最大制動力 (Braking effort) 應等於附着力 (Adhesion), 倘超過附着力時, 制動則失去效用, 車輛發生滑行。

附着力視道路路面的不同, 受着各種的限制。車輛使用制動力後, 所發生的減速率 (Deceleration) 亦隨着附着力有所限制。

設 B = 車輛最大制動力以公斤計,

A = 車輛附着力,

μ = 附着係數, 在良好道路等於 0.6,

W = 車輛總重量,

a = 減速率以公尺/秒/秒計算,

g = 地心吸力加速率 = 9.81 公尺/秒²計,

$$B = A = \mu W = 0.6 W.$$

$$B = \frac{W}{g} a.$$

現在道路建築進步, 附着係數可以達到 0.8. 汽車最大減速率普通均在 7.5 公尺/秒/秒以下。

制動時負荷的分佈。實施制動時, 除去車輛本身的重量外, 還要受着下列二種力量:

(一) 在輪胎與地面接觸處為制動力 B .

(二) 在車輛重心處為慣性力 I .

$$I = (-B) = -\frac{W}{g} a.$$

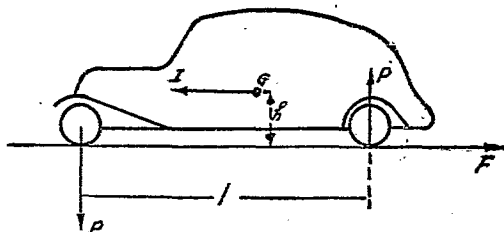


圖 297. 制動時負荷的分佈.

I 作用點在離地高 h 處，產生矩力。這矩力與前後輪支持間所產生的矩力相平衡：

$$I = B.$$

$$I \times h = p \times l.$$

於是

$$p = \frac{Ih}{l}$$

制動時前輪除原來負荷外，增加額外的力 p ；至於後輪卻減去這相等的力 p 。

每次遇着緊急剎車，我們乘坐者均感覺身子向前衝動彎曲。這事實可以證明制動時車輛重量由後減小，向前增加。因此現在大多數小汽車，前輪制動力約佔 55%，後輪的為 45%。

使車輛停止的條件。車輛使用制動力後，在相當距離內即可停止。此時制鼓 (Brake drum) 與制片 (Brake shoe) 上的來令 (Lining)，及輪胎與地面均各發生摩擦。由摩擦發生熱能。

設 $M =$ 車輛的質量 $= W/g$,

$V =$ 車行速率以公里時計。

$v =$ 車行速率以公尺秒計。

$K =$ 減速率以公里/時/秒計。

a = 減速率以公尺/秒/秒計，

S = 停止距離以公尺計，

t = 使用剎車後至車輛停止所需的時間，

E = 車輛停止時所吸收的動力，

$$E = \frac{1}{2} Mv^2 = \frac{Wv^2}{2g}$$

$$E = BS.$$

$$\text{前後輪制動: } S = \frac{E}{B} = \frac{Wv^2}{2g} \times \frac{1}{\mu W} = \frac{v^2}{2g\mu}$$

$$\text{後輪制動: } S = \frac{v^2}{g\mu}$$

計算制動距離的又一公式：

$$1000V = 3600v,$$

$$V = 3.6v, \quad K = 3.6a.$$

$$v = 0.277V, \quad a = 0.277K.$$

$$2 \times 0.277K \times S = (0.277V)^2.$$

$$K = \frac{V}{t} = \frac{0.277V^2}{2S} = 0.138 \frac{V^2}{S}.$$

$$S = \frac{0.138V^2}{K} \text{ 公尺.}$$

例題 126. A, B 兩汽車以 80 公里時速率在 0.6 固着係數之道路前進， A 車為前後四輪制動， B 車祇有二後輪制動。使用制動器後， A 車減速率為 14 公里/時/秒， B 車為 8 公里/時/秒。求各車停止距離(Stopping distance)。

$$S_A = \frac{0.138V^2}{K} = \frac{0.138 \times 80^2}{14} = 63 \text{ 公尺.}$$

$$S_B = \frac{0.138 \times 80^2}{8} = 110 \text{ 公尺.}$$

例題 127. 上述 A, B 兩車, 行駛數月後, 重加試驗. 車行每小時速率仍為 80 公里. 施用剎車後, A 車在 100 公尺, B 車在 150 公尺距離停止. 求兩車減速率.

$$K_A = \frac{0.138 \times 80^2}{100} = 8.7 \text{ 公里/時/秒.}$$

$$K_B = \frac{0.138 \times 80^2}{150} = 5.8 \text{ 公里/時/秒.}$$

關於車輛使用剎車後停止距離及停止所需時間, 我們可以再作進一步的研究. 最優良的停車視制動工率, 使用制動器的迅速和靈敏, 以及任用車輛全部固着力 μW 而無滑動.

設汽車在直線平路, 克拉子分離時使用剎車:

$$M = \frac{W}{g} \text{ 汽車質量;}$$

v = 車行速率以公尺秒計;

mK^2 = 前後四輪與車軸相比慣性矩力, m 為車輪總質量, K 為旋徑 (Radius of giration);

R = 輪胎負荷半徑;

ω' = 角速率, $v = \omega' R$;

S = 開始使用剎車後車行距離;

t = 使車輛停止所需時間;

r = 空氣阻抗係數, 汽車所受阻力為 Wrv^2 ;

g = 地心吸力加速率 9.81 公尺/秒².

按照動能定理 (Theory of kinetic energy):

$$(A) \quad -\frac{1}{2} Mdv^2 - \frac{1}{2} mK^2 d\omega'^2 = \mu WdS + Wrv^2 dS.$$

$\frac{1}{2} Mv^2$ 代表移動動能, $\frac{1}{2} mK^2 \omega'^2$ 是轉動部分的旋動動能.

設以 $\varepsilon = \frac{m}{M} \times \frac{K^2}{R^2}$ 代替，於是

$$(B) \quad -\frac{1}{2}(1 + \varepsilon) dv^2 = g(\mu + rv^2)dS.$$

減速率。設 γ (gamma) 爲減速率 (deceleration)，於是 $dv = \gamma dt$ 。以 $2v dv$ 代替 dv^2 ， $v dt$ 代替 dS ：

$$\gamma = -\frac{g(\mu + rv^2)}{1 + \varepsilon}.$$

每小時速率在 100 公里以下， rv^2 相對的微小。最大時 $\varepsilon = 0.04$ ，實際上減速率約等於 μg 。

固着係數 μ 在最良道路約等於 0.8，減速率爲 $0.8g$ 約合 8 公尺/秒²。

係數 r 約在 $\frac{1}{15000}$ 至 $\frac{1}{20000}$ 之間視車輛之流線程度而定。

設 $r = \frac{1}{15000}$ ，車行速率每小時 200 公里， $v = 56$ 公尺/秒， $rv^2 = 0.2$ 。以 $\varepsilon = 0.04$ ， $\mu = 0.8$ ，加速率或減速率可以達到 9.4 公尺/秒²。在高速率時最大限度爲 9 公尺/秒²。

停止距離。將公式 (B) 積分，可以求得停止距離 S ，在直線平路以 v 公尺秒速率前進，對數的底數爲 10。

$$S = \frac{(1 + \varepsilon)v^2}{2g\mu} \times \frac{2.3 \log \left(1 + \frac{r}{\mu}v^2 \right)}{\frac{r}{\mu}v^2}.$$

上式中 $(1 + \varepsilon)$ 代表因車輛的動能而增加的距離，平均約佔停止距離的 4%。近來車輛重量日趨減小，這百分數亦減低。

因數：

$$\alpha = 2.3 \frac{\log \left(1 + \frac{r}{\mu}v^2 \right)}{\frac{r}{\mu}v^2}$$

代表因空氣阻抗而減小的 S 距離. 這因數與空氣阻抗 γWv^2 與 μW 之比有關. 速率每小時在 100 公里以下, 影響很小.

在 100 公里時以上, 上列因數的影響不能忽略.

設 r 為 $\frac{1}{15000}$, $\mu = 0.6$ 速率以公里時計等於 $3.6v$, 於是:

每小時速率公里	80	100	120	150	200	250
α	0.97	0.96	0.95	0.92	0.88	0.80

停止時間. 在公式 (B) 內 $2vdv$ 代 dv^2 , vdt 代替 dS , 照時間比例積分:

$$t = \frac{(1 + \epsilon)v}{\mu g} \cdot \frac{\arctan v \sqrt{\frac{r}{\mu}}}{v \sqrt{\frac{r}{\mu}}}$$

因數 $(1 + \epsilon)$ 代表因車輪動能所增加的時間, 約為 4%. 因數:

$$\beta = \frac{\arctan v \sqrt{\frac{r}{\mu}}}{v \sqrt{\frac{r}{\mu}}}$$

代表因空氣阻力所減小的時間. 設 $\mu = 0.6$, $r = \frac{1}{15000}$, 於是:

公里時	80	100	120	150	200	250
β	0.98	0.97	0.96	0.94	0.91	0.86

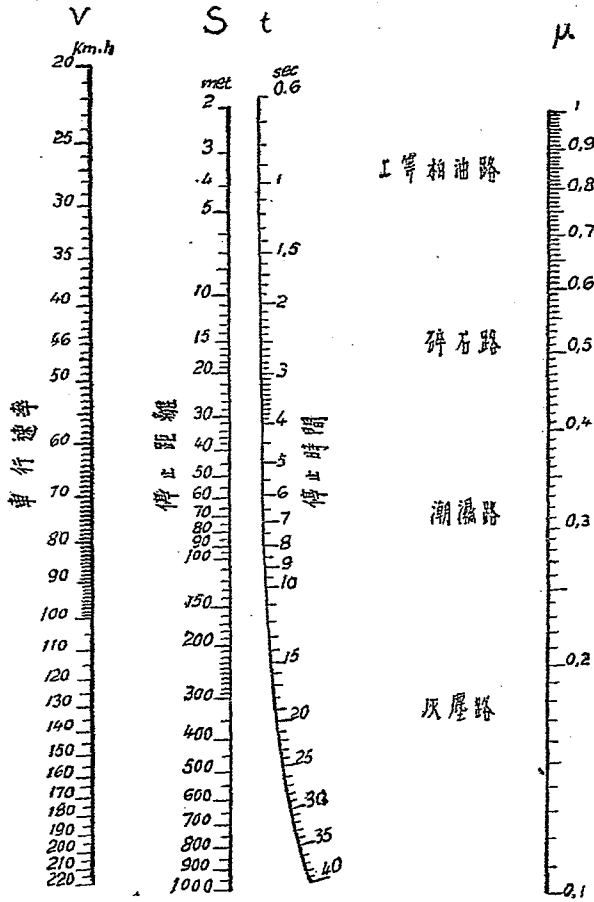


圖 298. 汽車停止距離及時間表尺。

如屬下坡，設坡度為 i ，上述公式仍屬有效，惟固着係數應改為 $\mu' = \mu - i$ 。例如上坡坡度為 10%，路面固着係數為 0.6，汽車停止距離及

停止所需時間，與在平路上用 0.5 固着係數所算得者相同。

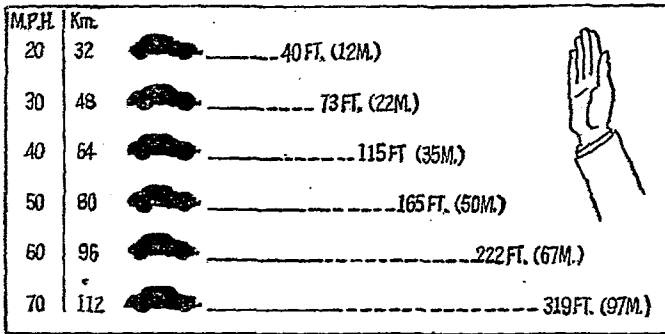


圖 299. 最近新式汽車停止距離。

如屬上坡，則停止距離及時間的計算，應用固着係數為 $\mu + i$ 。

剎車來令。剎車，制動，制動器 (Brake) 這三個名詞，可互相通用，在本人所編各書中均已屢次提及。

制片外面包着石棉 (Asbestos) 和銅絲製成的來令 (Lining)。來令分鑄壓 (Mould) 及編織 (Woven) 兩種。來令經久用損蝕後可以更換新來令，且具有很高的摩擦係數約等於 0.2 至 0.4。來令與制片的聯結均用鋁製或銅製鉚釘 (Rivet)，釘頭陷入來令內部，以免與制鼓相碰摩。

來令與制鼓間的壓力每平方公分自 5 至 10 公斤 (75 至 150 磅/平方英寸)。此數字，因年來製造來令技術的改善，逐漸增長。惟壓力較低，壽命可以延長。

每車輪來令的尺寸，小汽車以 $24'' \times 1\frac{3}{4}'' \times \frac{1}{4}''$ ，運貨車以 $33'' \times 3'' \times 0.35''$ 等較為普遍。公尺制來令厚自 4 公釐至 10 公釐，寬自 38 公釐至 75 公釐。

來令的計算。設

D = 輪胎的直徑以公分計，

d = 制鼓摩擦面的直徑以公分計約 $= \frac{D}{2}$,

B = 在路面上每輪制動力以公斤計,

F = 使用制動後制鼓上所發生的切力以公斤計,

P = 在制片上壓力, 由此壓力產生切力 F , 每制鼓內有二制片
所以總壓力為 $2 \times P$,

f = 來令與制鼓間的摩擦係數 $= 0.3$,

p = 許可壓力以公斤/平方公分計算 $= 10$ 公斤/平方公分,

b = 來令的寬以公分計算,

c = 每制片上來令的長度以公分計約 $= d$.

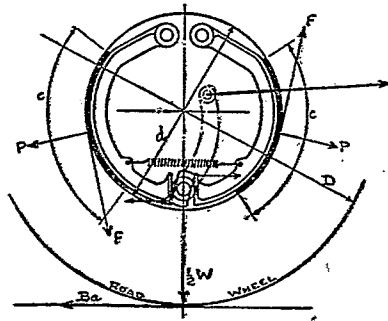


圖 300. 制動負荷圖解。

於是制動力在輪胎半徑端, 所產生的制動矩力 (Braking torque) $\frac{1}{2}BD$, 應等於切力 F 在制鼓半徑上所產生的矩力 $\frac{1}{2}dF$.

$$F = 2fP,$$

$$\frac{1}{2}dF = \frac{1}{2}d \times 2fP = \frac{1}{2}BD,$$

$$P = \frac{BD}{2fd} = pbc,$$

將已知數代入:

$$b = \frac{BD}{2pfc d} = \frac{BD}{2 \times 10 \times 0.3d^2} = \frac{BD}{6d^2} \text{ 公分.}$$

例題 128. 運貨汽車總重量 4 噸，輪胎直徑 80 公分，前後輪均備有制動器。求 (一) 每輪制動力，(二) 來令的寬，(三) 車輛每噸重量所需要的來令面積。

後輪：(一) $B = \mu \times \frac{2}{3} \times \frac{1}{2} W = 0.6 \times \frac{1}{3} \times 4000 = 800 \text{ 公斤.}$

(二) $b = \frac{BD}{6d^2} = \frac{800 \times 80}{6 \times 40 \times 40} = 4 \text{ 公分.}$

(三) 後輪共計四片來令，全面積 = $4bc = 4 \times 7 \times 40 = 1120 \text{ 平方公分.}$

前輪：(一) $B = \mu \times \frac{1}{3} \times \frac{1}{2} W = 0.6 \times \frac{1}{6} \times 4000 = 400 \text{ 公斤.}$

(二) $b = \frac{BD}{6d^2} = \frac{400 \times 80}{6 \times 40 \times 40} = 3.3 \text{ 公分取 4 公分.}$

(三) 前輪共計四片來令面積 = $4bc = 4 \times 4 \times 40 = 640 \text{ 平方公分.}$

前後輪來令總面積 = $1120 + 640 = 1760 \text{ 平方公分.}$

每噸重量所需要的來令面積 = $\frac{1760}{4} = 440 \text{ 平方公分.}$

普通車輛每噸重量的來令面積，並非常數，最小約 300 平方公分(合 48 平方英寸)，最大可達 750 平方公分(合 116 平方英寸)。

來令寬度較公式求得數字略為增加，可以減低壓力，增加壽命。

又依據圖 301，我們可以求得加在每一制片頂端的 t 力，及加在桃子輪上的 R 力。

已知： $F = 2fP, \quad P = \frac{F}{2f}$

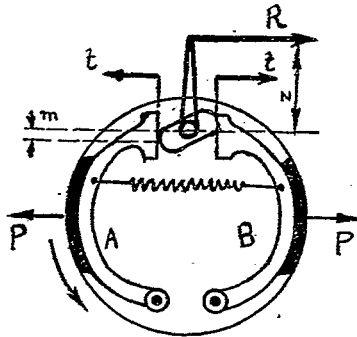


圖 301. 制動力的計算.

在制片頂端的 t 力, 可用槓桿理加以計算:

$$t = \frac{P}{2} = \frac{F}{4f}$$

加在桃子輪 (Cam) 上的 R 力:

$$n \times R = m \times 2t.$$

$$R = 2t \frac{m}{n} = \frac{Fm}{2fn} \text{ 公斤.}$$

例題 129. 車重 1.3 噸, 四輪平均負擔. 已知 $f=0.3$, $\mu=0.6$, $D=600$ 公釐, $d=300$ 公釐, $m=40$ 公釐, $n=300$ 公釐, $p=10$ 公斤/平方公分. 求 (一) 每輪制動力. (二) 每制鼓切力. (三) 每制片的壓力. (四) 每制片來令之長及寬. (五) 制片頂端所受的 t 力. (六) 加在桃子輪的 R 力.

$$(一) \quad B = \mu \times W = 0.6 \times \frac{1300}{4} = 195 \text{ 公斤.}$$

$$(二) \quad F = B \times \frac{D}{d} = \frac{195 \times 600}{300} = 390 \text{ 公斤.}$$

$$(三) \quad P = \frac{F}{2f} = \frac{390}{2 \times 0.3} = 650 \text{ 公斤.}$$

(四) 每制片來合面積 = $bc = \frac{650}{10} = 65$ 平方公分。

設 c 小於 d 取 25 公分, 於是

$$b = \frac{65}{25} = 2.6 \text{ 公分可採取 } 3 \text{ 公分。}$$

(五) $t = \frac{P}{2} = \frac{650}{2} = 325$ 公斤。

(六) $R = \frac{mF}{2nf} = \frac{40 \times 390}{2 \times 0.3 \times 300} = 87$ 公斤。

比桿。我們可以求到制片加在制鼓上的最大壓力。這壓力的產生, 由駕駛者的腳或手經過相當的桿子 (Levers) 而達到制片。人們坐在靠背的地位, 用腳力踩, 可達 70 公斤, 惟為時甚短。倘時常踩動, 使腳不疲勞, 可踩 15 至 40 公斤。用手偶爾拉動為 40 公斤, 時常拉動自 10 至 20 公斤。女人們的手力或腳力合男人們的 60%。

上面數字, 係緊急剎車時所用。普通剎車所用的力, 祇約合上述數字的一半。下表為目下一般汽車界所採用, 駕駛者使用手腳剎車時, 手力腳力的數字:

車 別	前後輪制動腳力	後輪制動手力
小 汽 車	10 至 20 公斤	5 至 15 公斤
運貨汽車	15 至 35 公斤	10 至 20 公斤

設 P = 每制片的壓力以公斤計,

H = 拉動手剎車的手力以公斤計,

J = 踩動腳剎車的腳力以公斤計,

K = 比桿 (Leverage 或 Leverage ratio),

P' 及 P'' = 前輪及後輪制動器, 每制鼓內制片的總壓力,

前後四輪腳剎車 $K = \frac{2(P' + P'')}{J}$

後輪手剎車 $K = \frac{2P''}{H}$

例題 130. 按照例題 129, 每一車輪制鼓所受壓力為 $2 \times P = 2 \times 650 = 1300$ 公斤. 求比桿數值.

前後輪剎車比桿 $K = \frac{2(P' + P'')}{J} = \frac{2 \times (1300 + 1300)}{20}$
 $= \frac{260}{1} = 260 : 1.$

後輪剎車比桿 $K = \frac{2P''}{H} = \frac{2 \times 1300}{15} = 173 : 1.$

桿的長. 剎車設備內傳動桿子的長度, 應該加以選定, 以便符合一般的設計. 圖 302 及 303 表示各桿的長度, 比桿為:

$$K = \frac{L}{M} \times \frac{Q}{N} \times \frac{R}{S} \times \frac{T}{V}$$

又 $K = \frac{y}{x}$.

y 代表剎車桿拿手處, 或腳踏板腳踏處移動的距離, x 代表制片中間, 制動時所移動的距離.

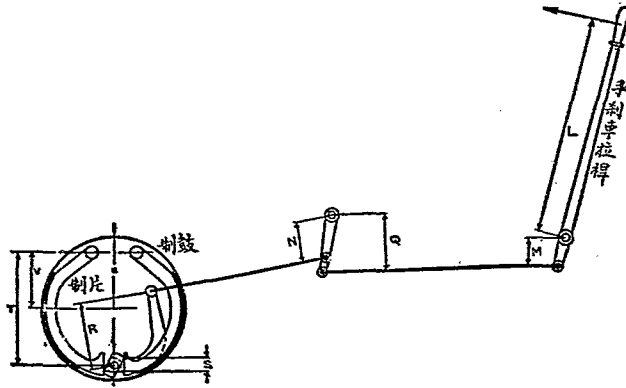


圖 302. 手剎車比桿.

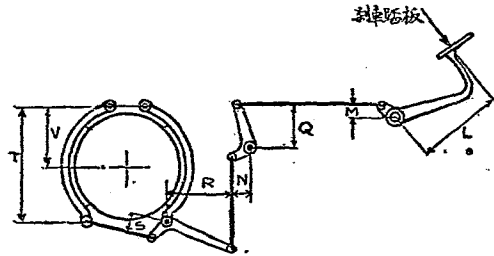


圖 303. 腳制車比釋。

前輪制動。 前輪制動對於轉動方向，不應該發生任何影響。為達到此目的，必須具備下列三個條件：

一、主梢 (King-pin) 的軸心延長線，應通過輪胎與地面相接觸處。

二、制動器內桃子輪 (Cam) 的轉動，應不受車輪轉彎的影響。使動桃子輪如用萬向關節，關節地位應在主梢軸心線上。

三、使動桃子輪桿 (Cam rod lever) 與車架相聯結處應用球關節 (Ball joint)，桿的本身應用齒條式套管 (Telescopic joint)。

四、前鋼板座位宜低，且應有相當的硬度，不致因受着轉動矩力，而發生過度的變形。

油制車。 油制車 (Hydraulic brake) 這個名稱，似乎不大恰當。雖然所用的液體為蓖麻子油與酒精的混合物；但機構內用了不少的橡皮碗，橡皮遇着機油汽油，就要損壞，所以對這“油”字應加以注意。

油制車現在汽車界採用最廣，係應用巴斯卡 (Pascal) 原理，構造亦最簡單。用腳力甚小，在制片所得壓力甚大，故亦稱為動力制動器 (Power brake)。

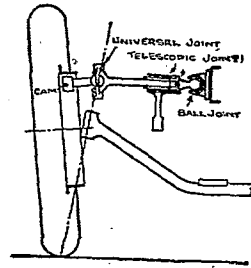


圖 304. 前輪制動。
Universal joint 萬向關節。
Telescopic joint 伸縮關節。
Ball joint 球關節。

- 設 d = 剎車總邦浦 (Master cylinder) 直徑以公釐計，
 d' = 車輪剎車邦浦 (Wheel cylinder) 直徑以公釐計，
 J = 腳力以公斤計，
 L 及 M = 踏板人字桿長度以公釐計，
 p = 邦浦內活塞所受每平方公釐的壓力，
 t = 制片頭端壓力，即等於車輪邦浦每活塞壓力。

於是：

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

$$\frac{\pi d'^2 p}{4} = t$$

$$d' = d \sqrt{\frac{Mt}{JL}}$$

如將 d 及 d' 加大，或單式人字桿改為複式人字桿，均可使單位壓力 p 減低。

例題 131. 踩剎車的腳力為 10 公斤，踏板人字軸的比桿為 11:1，制片頂端所受壓力為 379 公斤，求 (一) 剎車總邦浦及車輪邦浦直徑為若干？(二) 活塞壓力以公斤/平方公分計。

$$(一) \quad d' = d \sqrt{\frac{Mt}{JL}} = d \sqrt{\frac{379}{110}} = 1.85d$$

設 $d = 27$ 公釐， $d' = 1.85 \times 27 = 48$ 公釐。

$$(二) \quad \frac{\pi d^2 p}{4} = \frac{JL}{M}$$

$$\frac{\pi \times 2.7^2 \times p}{4} = 10 \times 11$$

$$p = \frac{110 \times 4}{3.146 \times 2.7^2} = 20 \text{ 公斤/平方公分。}$$

制動與車輛的安定——橫滑。封鎖後輪 (即用力過大，使車輪不能轉動)，為車輛發生橫滑的總因。使用制動後，制動力超過附着力時，

後輪即被封鎖，車輛向着合力的方向滑
行。車輛前進有些微轉向，就要產生離
心力 G ，橫的速率為 V_g ，於是車輛後部
向着 V_g 及 V 的合力 U 的方向前進。
足使車頭與車尾轉向加劇，不能控制。
這種危險事實，在下雨冰雪天氣，曾經發
現多次，因而翻車喪失人命何止千數！

倘封鎖前輪，因轉彎而產生離心力
 G ，使前輪仍繼續向前直行，這種趨勢可
免去橫滑的危險。惟需要轉彎時，這種
抗拒轉向動作，確實足以引起重大的危
險。

所以同時制動前後輪，產生橫滑的
機會較小。因用力小而效力大，足使車
行速率迅速降低，橫滑作用亦因以消
失。

為避免橫滑，校準制車時，應注意前輪制車比較後輪制車略為先發
生作用。

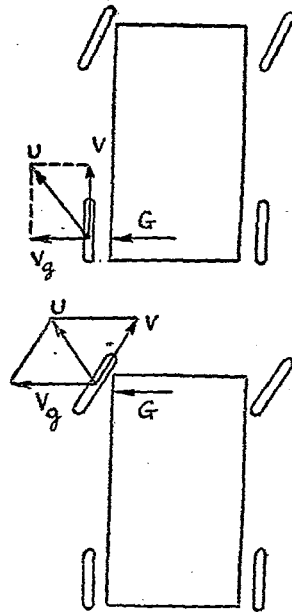


圖 305. 前後輪離心力與橫滑。

問 題

1. 輪胎與道路間的附着係數為 0.4 或 0.8 時，四輪制動車輛最大減速率各若干？
2. 車行速率 120 公里/時，經過 40 公尺後停止。求減速率。
3. 汽車總重量 5 噸，車輪直徑 80 公分，制鼓直徑 40 公分，來令壓力每平方公分 12 公斤，摩擦係數 $f=0.3$ ，每制片長等於制鼓直徑。

求 (一) 每制片的壓力. (二) 來令的寬. (三) 每噸重量所需來令面積.
(四) 每制片頂端所受壓力 t .

4. 汽車起動後, 經 25 秒鐘 車行速率達 40 公里. 此時使用剎車, 經 12 公尺距離, 車輛即行停止. 求該車加速率及減速率.

5. 油剎車為動力剎車 (Power brake) 的一種. 設總邦浦直徑為 30 公釐. 車輪邦浦直徑為 50 公釐, 邦浦內活塞每平方公分壓力為 15 公斤. 求前後輪制片總壓力與腳力之比.

6. 調查 Ford, Chevrolet, Plymouth 三種小汽車, 所用剎車來令長寬厚, 及總邦浦與輪邦浦直徑, 列表加以比較.

第四十八章 車 架

車輛重量。關於汽車重量可分下列數種：

總重量 (Gross weight 或 Total weight) 係指所載重量及車輛本身重量之和而言。

空車重量 (Tare weight 或 car weight) 係指車輛本身的重量而言，乘客貨物不包括在內。

底盤重量 (Chassis weight) 係裸體車輛的重量，包括水箱內的水，汽機油等。車身 (Body) 乘客貨物等均不包括在內。

前軸重量 (Front axle weight) 又可分為總載前軸重量，空車前軸重量，底盤前軸重量，係指兩前輪所負載之重量而言。

後軸重量 (Rear axle weight) 亦可分為總載，空車，底盤後軸重量，係指後輪所載重量而言。前軸重量加後軸重量之和等於車輛總重量，空車重量，或底盤重量。

懸掛重量 (Spring weight) 係指鋼板所擔負的重量 (總重量，空車重量，或底盤重量) 而言。這重量包括車架 (Frame)，發動機，牙齒箱等， $\frac{1}{2}$ 驅動軸重量。車身及貨物等。

非懸掛重量 (Unspring weight) 係指前後軸，車輪等而言。這重量包括前後軸 車輪，輪胎，鋼板，制鼓及制片 (Brake drums and shoes)，方向聯桿 (Steering cross rod)，聯桿臂 (Cross arm)，方向棍 (Steering rod) 及 $\frac{1}{2}$ 驅動軸。

完善的汽車製造廠均派專人秤衡各種自製及外面製汽車配件的重

量,加以比較和研究。如果別人所造的配件又輕又堅固耐用,就可作為研究者改進的資料。下表所列汽車各重要部份的重量百分數,不能認為完全正確,但可供作參考之用。

(一) 車身及底盤重量百分數(空車)

車 類	式 樣	車身百分數	底盤百分數
小 汽 車	轎 車	46	54
運 貨 汽 車	棚 車	20	80
	轎 式 貨 車	30	70

(二) 汽車底盤各部份重量百分數

懸 掛 重 量	小汽車%	大汽車%
A. 水箱及水	4.0	5.0
B. 發動機,搖手柄,發電機,飛輪,克拉子,水,及機油等的前部	13.7	8.0
C. 同 B 的後部	17.8	10.5
B+C	31.5	18.5
D. 方向箱及方向盤等	1.0	1.5
E. 手剎車桿及桿徑	0.5	1.0
F. 車架,剎車踏板,鋼板彈簧	12.0	15.0
G. 速率箱,箱內黑油等的前部	2.5	4.5
H. 同 G 的後部	2.5	5.0
G+H	6.0	9.5
J. 汽油箱及汽油	3.0	4.0
底盤懸掛部份總數	58.0	54.5
非 懸 掛 重 量		
K. 前軸,前輪,輪胎,鈞板,彈桿,剎車	18.0	10.0
L. 後軸後輪,輪胎,鈞板,剎車,發動軸	24.0	35.5
非懸掛重量總數	42.0	45.5
底盤總重量(懸掛加非懸掛)	100.0	100.0

車輛的重心。已知前後軸(Front and rear axle)重量,即可求得

車輛重心 (Center of gravity) 的位置。如已知車輛懸掛部份的重心，亦可求得前後軸的重量。

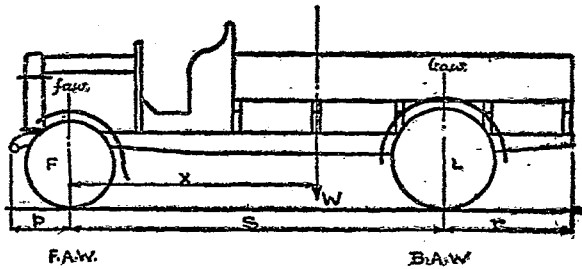


圖 306. 車輛重心地位。

設 W = 車輛的重量 (總載重, 空車或底盤重量) 以噸計,
 FAW = 前軸重量 (Front axle weight) 以噸計,
 BAW = 後軸重量 (Back axle weight) 以噸計,
 faw 及 baw = 前軸及後軸懸掛重量以噸計,
 F = 前軸前輪等非懸掛重量, 以噸計,
 L = 後軸後輪等非懸掛重量, 以噸計,
 p = 車前伸出部份 (Overhang) 之長,
 r = 車後伸出部份之長, 以公釐, 公分或公尺計,
 S = 軸距 (Wheel base);
 X = 前軸至車輛重心的距離。

於是

$$FAW = faw + F;$$

$$BAW = baw + L;$$

$$W = FAW + BAW.$$

車輛重心:

$$X = \frac{BAW \times S}{W} \text{ 公釐, 公分或公尺.}$$

懸掛重量的重心：

$$X' = \frac{baw \times S}{W - F - L} = \frac{(BAW - L) \times S}{W - F - L}$$

設車輛的軸距及伸出部份發生變動時，前後軸重量，亦行變動；但車輪總重量及懸掛部份 $X' + p$ 的距離仍保持不變。於是 $p + S + r = p' + S' + r'$ 。新的前後軸懸掛重量為 aw' 及 baw' ，新的前後軸總重量 FAW' 及 BAW' 。

於是
$$baw' = \frac{(W - F - L)(X' + p - p')}{S'}$$

新的後軸總重量：

$$BAW' = baw' + L$$

及

$$FAW' = W - BAW'$$

例題 132. 運貨汽車總重量為 6 噸，前軸 2 噸，後軸 4 噸。前軸非懸掛重量為 0.3 噸，後軸的為 1 噸。車前伸出為 60 公分，軸距為 410 公分，車後伸出為 140 公分。設車前伸出改為 76 公分，軸距改為 426 公分，對於前後軸變動各若干？

已知 $W = 6$ 噸； $BAW = 4$ 噸； $FAW = 2$ 噸；

$F = 0.3$ 噸； $L = 1$ 噸； $p = 60$ 公分；

$S = 410$ 公分； $r = 140$ 公分； $p' = 76$ 公分；

$S' = 426$ 公分； $r' = 180$ 公分。

由上列公式求得：

$$X' = \frac{(BAW - L)S}{W - F - L} = \frac{(4 - 1) \times 410}{6 - 0.3 - 1} = 261.7 \text{ 公分。}$$

$$baw' = \frac{(W - F - L)(X' + p - p')}{S'} = \frac{4.7 \times (261.7 + 60 - 76)}{426} = 2.6 \text{ 噸。}$$

於是 $BAW' = baw' + L = 2.6 + 1 = 3.6$ 噸。

$$FAW' = W - BAW' = 6 - 3.6 = 2.4 \text{ 噸.}$$

車輛的後部，有時增加特殊重量，如裝設起重機，加掛被拖車，或將原來車架特別放長。這後加重量，除去原來的重量而外，集中在底盤的某一部份。我們可將後加重量單獨加以計算。

設 J = 後加集中重量以噸計，

U = 加在前軸的後加重量以噸計，

V = 加在後軸的後加重量以噸計，

FAW'' 及 BAW'' = 加入 J 重量後的前軸及後軸重量，

Y = J 重量的重心至前軸間距離，

設 $Y < S$ ，則 J 重量當在前後軸之間， $J = U + V$ 。

設 $Y = S$ ，則 J 重量加在後軸上， $J = V$ ， $U = 0$ 。

設 $Y > S$ ，於是 $V > J$ ， U 變成負數， $J = V - U$ 。

J 的重量使前軸發生上升的趨勢，前軸重量 FAW'' 比較原來的重量 FAW 減輕，後軸的加重。這對於車輛的安全，後輪胎磨損，均發生影響。

以前軸為中心計算矩力 (Moments):

$$VS = JY.$$

於是

$$V = JY/S, \quad U = J - V.$$

設 FAW 及 BAW 為原來前後軸重量：於是 $FAW'' = FAW + U$ ；
 $BAW'' = BAW + V$ ； $FAW'' + BAW'' = W + J$ 。

例題 133. 運貨汽車總重量 6 噸，前軸 2 噸，後軸 4 噸。車後拖一兩輪掛車，離後軸 137 公分處所加重量為 $\frac{1}{2}$ 噸。車輛軸距為 410 公分。求在此種情況下的前後軸重量。

$$Y = 410 + 137 = 547 \text{ 公分.}$$

$$J = 0.5 \text{ 噸.}$$

$$V = \frac{JY}{S} = \frac{0.5 \times 547}{410} = 0.67 \text{ 噸.}$$

於是

$$U = J - V = 0.5 - 0.67 = -0.17 \text{ 噸.}$$

$$FAW'' = FAW + U = 2 - 0.17 = 1.83 \text{ 噸.}$$

$$BAW'' = BAW + V = 4 + 0.67 = 4.67 \text{ 噸.}$$

$$W + J = 6 + 0.5 = 6.5 \text{ 噸}$$

$$= FAW'' + BAW''$$

$$= 1.83 + 4.67 = 6.5 \text{ 噸}$$

因為後軸後面懸掛額外的重量，所以前軸重量因而減輕。

車架。理想車架 (Frame) 應能符合六個條件：

- 一、要有堅強的抵抗，
- 二、要輕，
- 三、不要發生變形，
- 四、構成車架的件數要少，
- 五、對各機關的拆裝要方便，
- 六、製造成本要低。

車架由二根縱梁 (Longitudinal 或 Side members) 及數根橫梁 (Transverse 或 cross member) 聯結而成。材料均用鍍鉻鋼板 (Pressed steel) 用高壓機壓成 C 字形。從前有用半軟鋼或半硬鋼製成滾鋼板 (Rolled steel)，以同等堅固論，重量及容量均要比壓鋼板增加約十分之一。

新式汽車如 Citroen, Lincoln 等，多將車架取消。將鋼製車身特別加強。原來附着車架各機關如發動機，牙齒箱，鋼板等均直接改裝在車身的下部。這種改進可減輕車輛重量，製造手續亦較簡單，在設計觀點上公認為最優美的改進。

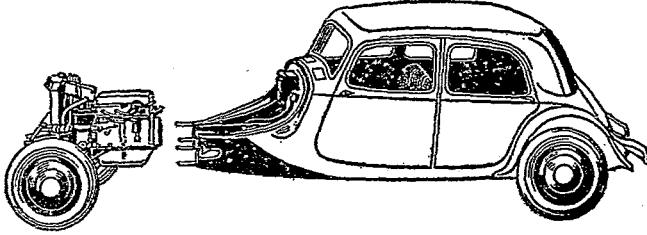


圖 307. 車架與車身合併的車輛(甲)

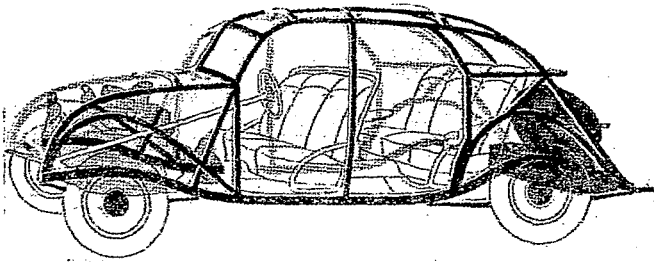


圖 308. 車架與車身合併的車輛(乙)

縱梁的計算。每一縱梁支持在 $ABCD$ 四點。他的計算與計算梁的方法相同。爲着計算的簡便這， $ABCD$ 四點可歸併到 M, N 二點，位於鋼板的中心(圖 309)。

設 $W_1, W_2, W_3, W_4, \dots$ 爲車架各部份所負荷的重量，包括車身及所載的重量等。如將車輛行駛所遇着的動能計算在內，車輛的總重量應用係數 3 相乘，即應改爲 $3 \times W$ 。於是每根前梁所負重量應爲 $3W/2$ 。

設 $W_1' = \frac{W_1}{2}, W_2' = \frac{W_2}{2}, \dots$ 。畫力的多邊形 $0, a, 1, 2, 3, 4, \dots$ 。於是求得多邊形 $\alpha, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ 。使 $\alpha\alpha_5$ 與 OK 平行，即可求得反力 R_M 及 R_N 。

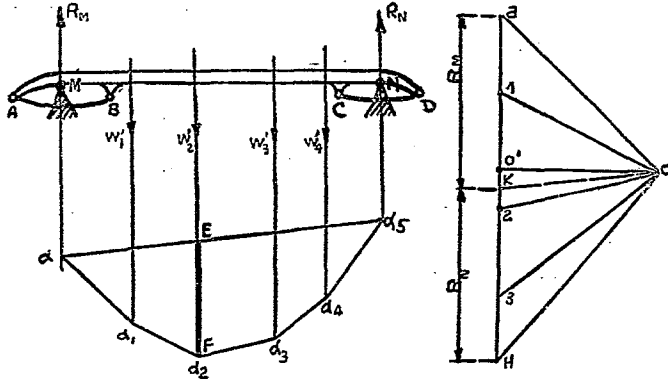


圖 309. 縱梁負荷的分佈。

最大彎曲矩力：

$$M_b = (EF \times oo') \times 3.$$

EF 的單位為力， oo' 的單位為長度。

工作應力：

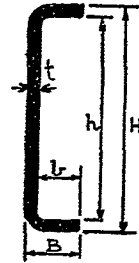
$$f = \frac{M_b}{Z}$$

Z = 縱梁斷面係數。

$$\begin{aligned} Z &= \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = \frac{BH^3 - b(H-2t)^3}{6H} \\ &= \frac{BH^3 - bH^3 + 6btH^2 - 12bt^2H + 8bt^3}{6H} \\ &= \frac{H^2}{6}(B-b) + btH - 2bt^2 + \frac{8bt^3}{6H} \end{aligned}$$

t 與 B 及 H 相比較為數微小，所以 $\frac{8bt^3}{6H}$ 可從略不計。又 $B-b=t$ ；

$\frac{H^2}{6}(B-b) = t \frac{H^2}{6}$ 。於是

圖 310.
縱梁斷面。

$$Z = \left(\frac{H^2}{6} + bH - 2bt \right) t = \frac{tH}{6} (H + 6b).$$

若認縱梁為均佈載重，並以 W 為車輛總重量，於是每一縱梁聯動能在內所負重量為 $3W/2$ 。彎曲矩力為：

$$M_b = \frac{3W}{2} \times \frac{l}{8} = fZ.$$

l 為軸距之長。

為着安置車身，縱梁鑽有若干孔。孔的直徑設為 8 公釐。孔的斷面係數 $Z' = 2d \times t \times \frac{H}{2}$ 。 d 為直徑，乘 2 係指上下孔合計，所以計算縱梁斷面係數，應將 Z' 數減去。

$$Z = \frac{tH}{6} (H + 6b) - 2dt \frac{H}{2} = \frac{tH}{6} (H + 6b - 6d).$$

例題 134. 小汽車鎳鉻鋼製縱梁 $H = 130$ 公釐； $B = 50$ 公釐； $t = 3$ 公釐。車輛總重量 1300 公斤，軸距為 312 公分。審核縱梁工作應力及安全係數。

$$\text{每縱梁所負重量} = \frac{3 \times 1300}{2} = 1950 \text{ 公斤.}$$

$$\text{最大彎曲矩力} = \frac{1950 \times 312}{8} = 760,000 \text{ 公釐斤.}$$

$$\text{總斷面係數} = \frac{3 \times 130}{6} (130 + 6 \times 50) = 27590 \text{ 公釐}^3.$$

$$\text{兩孔的斷面係數} = 2 \times 8 \times 3 \times 65 = 3120 \text{ 公釐}^3.$$

$$\text{淨斷面係數} = 27590 - 3120 = 24470 \text{ 公釐}^3.$$

$$\text{工作應力} = \frac{M_b}{Z} = \frac{760000}{24470} = 31 \text{ 公斤/平方公釐.}$$

$$\text{安全係數(鎳鉻鋼的破壞強度為 } 90 \text{ 公斤/平方公釐)} \text{ 等於 } \frac{90}{31} = 3.$$

工作應力數值相當高，惟已將動能計算在內。所以車輛遇着碰擊時，縱梁工作應力為 31 公斤/平方公釐。

問 題

1. 汽車總重量 1600 公斤，軸距為 3200 公釐，後軸至重心距離為 1400 公釐。問前後軸各負重若干？
2. 試用圖解方法，求汽車的重心。
3. 車總重 1600 公斤，在半徑 100 公尺的彎路上行駛，前進速率每小時 72 公里(合 20 公尺/秒)，使離心力不發生作用時，道路向裏傾斜度應為若干？
4. 車架縱梁高 200 公釐，寬 70 公釐，厚 6 公釐，求斷面係數。
5. 第四題內縱梁係鎳鉻鋼製，工作應力為 14 公斤/平方公釐，求縱梁彎曲矩力。
6. 汽車前後軸重量為 $1\frac{1}{2}$ 噸及 3 噸，軸距為 360 公分，今車輛後部特別加長，在離後軸 100 公分處計重 300 公斤，求變動後的前後軸重量。

第四十九章 鋼板

一片一片疊合而成的稱為鋼板 (Laminated springs). 由鋼絲盤繞而成的稱為彈簧 (Coil spring). 鋼板的計算好比一根梁, 固定在 AB 兩端. 中間的負荷為 W 重量. 又好比兩個半根梁固定在 M 處, 每端的負荷為 $\frac{W}{2}$. 普通均用第一個方法計算.

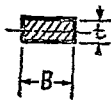
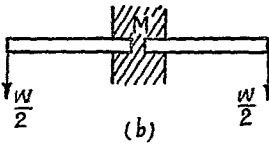
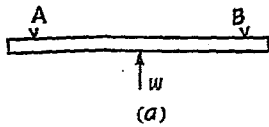


圖 311. 鋼板的負荷(甲).

荷為 $\frac{W}{2}$ 普通均用第一個方法計算.

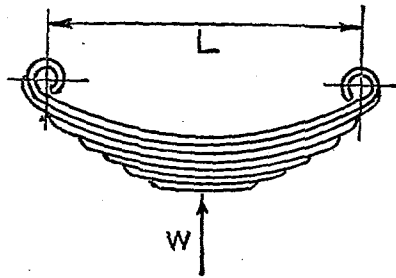


圖 312. 鋼板的負荷(乙).

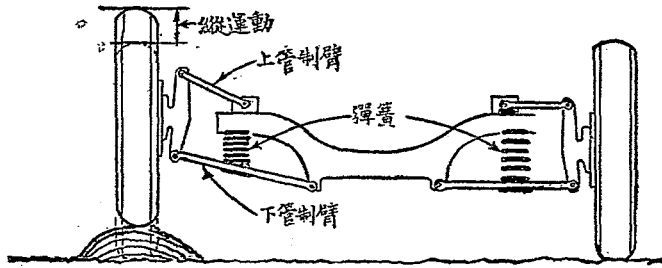


圖 313. 螺旋彈簧。

設 Φ = 鋼板受着 W 重量後，所發生的彎曲距；

L = 兩梢子間鋼板距離；

B = 鋼板的寬；

t = 鋼板的厚；

n = 鋼板片數；

I = 慣性矩力；

M_b = 彎曲矩力；

f = 許可應力；

Z = 斷面係數；

於是單片鋼板：

$$\Phi = \frac{WL^3}{48LE} = \frac{WL^3}{4EBt^3}$$

$$I = \frac{Bt^3}{12}$$

$$f = \frac{M_b}{Z} = \frac{\frac{WL}{4}}{\frac{Bt^2}{6}} = \frac{3WL}{2Bt^2}$$

n 片鋼板，各片長短相同：

$$\Phi = \frac{WL^3}{48EI_n} = \frac{WL^3}{4EBI^3n}$$

$$f = \frac{3WL}{2nBt^2}$$

實際上各片間發生摩擦，所以彎曲距比較計算所得的，應再乘以 80%。

再各片間鋼板長度，並不相同，自第一片而下逐漸減短，所以彎曲距比上列公式計算所得的為大，所以普通均乘以係數 K ：

$$\Phi = \frac{WL^3}{4EBI^3n} \times K.$$

$K = 1.5$ 如各片屬有規則的減短； $K = 1.25$ 如第二片長度與第一片相同。

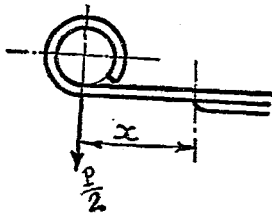


圖 314. 第二片與第一片長度不同。

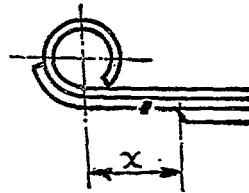


圖 315. 第一及第二片長度相同。

彎曲距 公尺制汽車鋼板彎曲距 (Deflexion) 用公釐/100 公斤為單位，以每 100 公斤彎曲若干公釐計算。

英美制計算彎曲距用磅/每英寸為單位，以每英寸彎曲距負荷若干磅計算。

彎曲距與負荷成比例，但彎曲率 (Rate of spring) 乃屬常數。這常數按照現在一般汽車可列表如次：

車 類	彎 曲 率	
	前 鋼 板	後 鋼 板
小 汽 車	葉片鋼板	10% 至 20%
	螺形鋼板	30% 至 40%
運 貨 汽 車	5% 至 15%	5% 至 20%

鋼板的計算。普通計算鋼板，他的已知數為：

W = 鋼板的總負荷以公斤計；

d = 每 100 公斤的彎曲率以百分數或公釐數計算；

L = 鋼板的長度以公釐計。

B, t, n 為未知數。參考鋼板製成品尺寸，例如選定鋼板寬度 B ，並用下列二公式計算未知數：

$$\Phi = Wd = \frac{WL^3K}{4EBt^3n} \dots\dots\dots(1).$$

$$f = \frac{3WL}{2nBt^2} \dots\dots\dots(2).$$

$$(1) \div (2) \quad \frac{\Phi}{f} = \frac{L^2K}{6Et}$$

$$t = \frac{L^2Kf}{6E\Phi}$$

由公式 (2) 我們求得

$$n = \frac{3WL}{2Bt^2f}$$

工作應力 f = 每平方公釐自 40 至 60 公斤。鋼板遇着碰撞，最大工作應力不得超過每平方公釐 100 公斤。

例題 135. 鋼板負重 350 公斤，長 1050 公釐，寬 50 公釐，彎曲率 30%，係數 $K=1.25$ ，工作應力每平方公釐為 55 公斤，彈性係數

$E = 24000$ 公斤/平方公釐。求 (一) 彎曲距 Φ , (二) 鋼板厚 t , (三) 鋼板片數 n , (四) 核對工作應力 f 。

(一) $\Phi = Wd = 350 \times 0.30 = 105$ 公釐。

(二) $t = \frac{L^2 K f}{6 E \Phi} = \frac{1050^2 \times 1.25 \times 55}{6 \times 24000 \times 105} = 5$ 公釐。

(三) $n = \frac{3 W L}{2 B t^2 f} = \frac{3 \times 350 \times 1050}{2 \times 50 \times 5^2 \times 55} = 8$ 片。

(四) $f = \frac{3 W L}{2 n B t^2} = \frac{3 \times 350 \times 1050}{2 \times 8 \times 50 \times 5^2} = 55$ 公斤/平方公釐。

鋼板螺桿。前輪均備有制動器，所以鋼板螺桿 (Spring bolts) 要受着制動矩力 (Braking torque)。車輛行駛時鋼板螺桿所受振動極為嚴重。車輪遇着阻礙物，螺桿工作更為艱苦，所以鋼板螺桿的材料應用 3% 鎳鋼，螺桿直徑至少應在 8 公釐以上。

圖 316 表示車輛使用制動器時，車輪開始滑行之力，即等於附着力限度，普通等於 $0.6 \times$ 車輪所負重量。在車輪半徑端所造成的轉扭矩力 (Twisting moment) 為附着力限度與高度 h 相乘之積；抵抗矩力 (Resisting moment) 為車輪半徑與高度 h 之差 (即等於拉力) 與鋼板兩螺桿間距離 C 相乘之積。

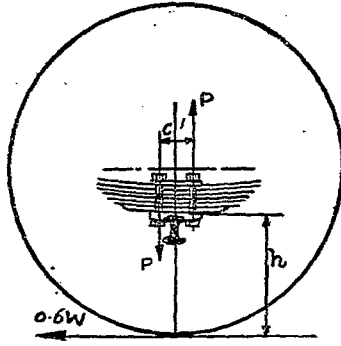


圖 316. 前鋼板螺桿負荷圖解

設 $W =$ 車輪所負總重量以公斤計，

$h =$ 自地面至前軸鋼板座的高度以公分計，

$C =$ 兩螺桿間距離以公分計，

P = 兩螺桿間拉力以公斤計，

d = 螺桿內直徑以公分計，

f = 螺桿工作應力以公斤/平方公分計。

轉扭矩力等於抵抗矩力：

$$PC = 0.6Wh.$$

每螺桿拉力：

$$\frac{1}{2}P = 0.3 \frac{Wh}{C} \text{ 公斤} = \frac{\pi d^2}{4} f.$$

於是：
$$d = 0.618 \sqrt{\frac{Wh}{Cf}} \text{ 公分}.$$

$$f = 0.382 \frac{Wh}{d^2 C} \text{ 公斤/平方公分}.$$

鎳鋼螺桿工作應力 $f = 850$ 至 1050 公斤/平方公分。

例題 136. 車輪負荷為 300 公斤，高度 $h = 28$ 公分，中心距離 $C = 6$ 公分，螺桿直徑為 10 公釐。求工作應力。

$$f = 0.382 \times \frac{300 \times 28}{6 \times 1^2} = 535 \text{ 公斤/平方公分}.$$

鋼板特性分析。鋼板位於車輪與車架之間，係吸收振動的主要機件。其實汽車內的彈性設備共有下列幾種機關：

- (一) 輪胎；
- (二) 鋼板；
- (三) 避振器 (Shock absorber)；
- (四) 車架；
- (五) 坐墊。

這些彈性機關吸收由碰撞所產生的能力；另一方面並使碰擊所產生的每一振動的時間加長，使乘坐者的感覺，比較舒適。

一、鋼板彎曲率的影響。設車輛遇着阻礙物，他的高度是 e 。於是鋼板的彎曲距亦等於 e 。設 ΔT 為鋼板碰着阻礙物後所增加的負荷，於是：

$$e = \Delta T \times d.$$

$$\Delta T = \frac{e}{d},$$

由 ΔT 所產生的反動力傳達到車架，在每鋼板槽子上為 $\Delta T/2$ 。

彎曲率 d 越大，車架所受反動力越小，乘坐者所感覺不舒服的振動亦減低。倘 $d = \infty$ 即無窮大時，反動力 $\Delta T/2$ 即等於零。

照理論說，彎曲率應設法盡量的增加。惟車輪及前後軸 (Front and rear axle) 的地位是被限制着，不容許上下長距離的移動，同時並須注意到避免鋼板所受橫的轉扭的疲勞。改善這彎曲率的影響問題，採用獨立車輪及螺形彈簧比較有利。

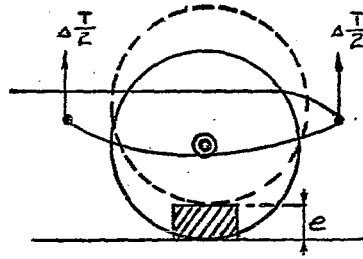


圖 317. 車輪遇着阻礙。

二、鋼板每次振動所需時間的影響。鋼板遇着碰擊後，失掉平衡，急促的伸長，隨後又回復到原來的狀態。這種動作好比鐘擺的擺動一樣。

設 W = 鋼板負擔的重量，

d = 彎曲率，

t = 鋼板完成一伸一縮所需要的振動時間，

g = 地心吸力加速率 = 9.81 公尺/秒/秒。

於是

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{Wd}{g}}$$

增加彎曲率即可增長每次振動所需要的時間。要使人們的肉體不勞，每分鐘的振動次數應該接近到 80 次左右。

用 Φ 代替 Wd , \sqrt{g} 與 n 可使之相等，前列公式：

$$t = 2\sqrt{\Phi}.$$

又 $t = \frac{60}{80} = 0.75$ 秒，於是

$$\Phi = \left(\frac{0.75}{2}\right)^2 = 0.14 \text{ 公尺}.$$

所以鋼板受着全部載重後的彎曲距應為 14 公分。普通汽車界多介於 10 至 14 公分之間。彎曲距越大車輛越舒服，最小限度亦應在 8 公分以上。加長鋼板即可增加彎曲距。鋼板寬度增加時，片數可以減小，且各片間互相的摩擦亦降低。

彎曲距過大時，車架所發生的振幅 (Amplitude) 亦大，對高速率車輛殊屬不宜。現在汽車速率日趨高大，所以彎曲距應受限制。車輛重心的降低，對彎曲距甚多補益。

依據計算所得彎曲距及每分鐘振動次數(一伸一縮合計為一次)列表如次：

彎 曲 距		每 分 鐘 振 動 次 數
英 寸	公 釐	
1.0	25.4	187.5
1.5	38.1	153.0
2.0	50.8	132.7
2.5	63.5	119.5
3.0	76.2	108.3
3.5	88.9	100.0
4.0	101.6	94.1
4.5	114.3	88.8
5.0	127.0	84.0
5.5	139.7	80.0
6.0	152.4	76.5

三、懸掛重量與非懸掛重量之比的影響。理論上，當車輛遇着阻礙，由碰擊所產的能力，均被鋼板所吸收，但實際上並不如此，當車輪提高時，車架亦同時提高。設

m = 非懸掛部份的質量(車輪前後軸，鋼板)；

M = 懸掛部份的質量(車架，車身等)；

v = 非懸掛部份遇着碰擊後所產生的縱向速率；

V = 懸掛部份的縱向速率；

依據運動量 (Momentum) 理論：

$$mv = MV.$$

$$\frac{m}{M} = \frac{V}{v}$$

要車架速率 V 減到很小，必須 m/M 的比例數值亦為極小，換句話說，非懸掛部份的質量，要減到最低的限度。因此我們可以得到下列二種結論：

(a) 裝載足量的汽車比較空車為舒適，因為 M 增加， m/M 減小。

(b) 汽車前部比較後部舒服，因為前軸較後軸輕。

避振器的功效。鋼板遇着阻礙，失掉了平衡因而伸長，經過若干次振動後，才能回復到原來的位置。倘第一次振動尚未完畢，又遇着阻礙，產生了第二次振動，於是振動更加擴大。為避免此種缺點，鋼板

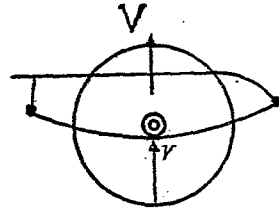


圖 318. 懸掛部份與非懸掛部份的速率。

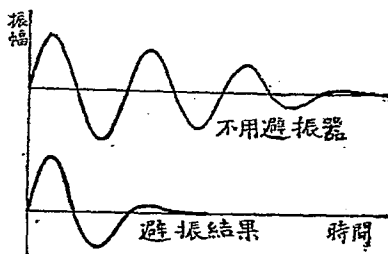


圖 319. 避振器影響曲線。

的振動有迅速加以制止的必要。避振器的功效就在制止鋼板等振動，用摩擦方法吸收因碰擊所儲藏在鋼板的能力。

問 題

1. 鋼板載重 2000 公斤，長 1200 公釐，寬 80 公釐，彎曲率 5%，係數 $K=1.50$ ，工作應力每平方公釐為 50 公斤，彈性係數 $E=24000$ 公斤/平方公釐。求 (一) 總彎曲距 Φ ；(二) 鋼板厚度 t ；(三) 鋼板片數 n 。
2. 用公式證明車輛舒服與懸掛及非懸掛重量間的關係。這關係與每馬力所負荷重量對舒服的影響是否衝突？
3. 將福特，雪佛蘭，道奇三種運貨汽車鋼板尺寸，列表加以比較。
4. 關於鋼板長度的優點和劣點，加以研究。
5. 用公尺制及英美制解釋彎曲率的計算。
6. 在中國內地各省行車，鋼板斷裂的毛病要居第一位。說明原因及補救辦法。

第五十章 車輪與輪胎

車輪。汽車界最通行的是鋼片式車輪 (Disc wheel), 以其製造簡單, 成本較低, 且能經久耐用。

鋼片輪受着輻向力 (Radial stress), 切力 (Tangential stress) 及軸向力 (Axial stress)。前二種最重要, 除了輪殼厚度有驟然變動時而外, 第三種可省略不計。

車輪鋼片有輪殼孔在中心, 輪輞在周圍, 片的本身厚度亦復變動, 正確分析鋼片離心力和輞的離心力, 實屬困難而複雜的問題。

我們可以採用 I r. Stodola 計算臥輪 (Turbine wheel) 應力公式, 來計算車輪鋼片, 但運用這唯一比較可靠的 Dr. Stodola 公式, 非常冗長而吃力, 大約需要經過 45 小時的計算, 才能得到答數, 審核這個答數有無錯誤, 又需 45 小時。

依據 Stodola 博士公式數學的分析, 在殼孔與輞邊之間的任何一點的輻力及切力, 可由這一點鋼片本身的離心力及輞離心力推算。鋼片形狀假定為雙曲線 (Hyperbola) 形, 靠近殼與輞部分尤為相似。達到輪鋼片有效的設計, 使各部分尺寸配合適宜, 必須經過數度的推算, 始能作最後的決定。

各國學者曾試用多種較簡便方式和圖表以代替 Dr. Stodola 公式, 但結果均未能達到省時目的。美國 Curtiss-Wright Corporation 工程師 Willam Knight 君曾將 Stodola 公式製成圖表可以在較短時間內找出鋼片各部分數目字。此項計算可屬專題討論, 本書從略不錄。

輪胎。輪胎的尺寸，視汽車前後梁 (Front and rear axle) 所負重量的多寡和車行速率的快慢而定。下面關於輪胎的三種表，係依據試驗和經驗所得，可作為參考的資料。

運貨汽車輪胎

名 稱		每梁最大負荷(公斤)				大 小 尺 寸			
公尺制	英 美 制	車行速率每小時公里數				公 釐			公 尺
		60	70	80	90	胎寬	無負荷半徑	負荷半徑	
14×50	5.00×20"	1000	980	960	940	144	402	373	2.387
,, 雙胎	,, ,,	1800	1760	1730	1700	,,	,,	,,	,,
15×50	6.00×20"	1200	1180	1150	1130	153	410	381	2.431
,, 雙胎	,, ,,	2200	2150	2100	2050	,,	,,	,,	,,
170/50	7.00×20"	2000	1950	1900	1850	181	451	423	2.702
,, 雙胎	,, ,,	3800	3750	2600	3500	,,	,,	,,	,,
210/50	8.00×20"	2400	2300	2250	2200	209	480	448	7.868
,, 雙胎	,, ,,	4500	4350	4300	4150	,,	,,	,,	,,
230/50	8.50×20"	2800	2700	2650	2600	236	497	461	2.953
,, 雙胎	,, ,,	5300	5150	5050	4850	,,	,,	,,	,,
250/50	10.00×20"	3200	3100	3050	2950	250	516	480	3.072
,, 雙胎	,, ,,	6000	5800	5700	5500	,,	,,	,,	,,
300/50	12.00×20"	4400	4250	4100	3950	311	577	538	3.445
,, 雙胎	,, ,,	8300	8050	7700	7450	,,	,,	,,	,,
350/50	14.00×20"	5200	5050	4800	4400	356	617	571	3.660

小汽車輪胎

名 稱		前梁或後梁最大負荷(公斤)					大 小 尺 寸			
公尺制	英 美 制	車行速率每小時公里數					公 釐			公 尺
		75	95	115	135	155	胎寬	無負荷半徑	負荷半徑	
140/40	5.00×16"	700	670	630	570	520	140	347	316	2.032
150/40	6.00×16"	800	770	720	650	590	154	360	328	2.111
160/40	7.00×16"	1000	960	900	810	740	166	369	336	2.165

福特車輪胎

車 別	尺 寸	層數	打氣壓力平方英寸磅	輪網寬	每胎負荷總力(磅)	負重時輪胎半徑	每英里車輪轉數	每公里車輪轉數	後梁中部離地高
林 肯	7.00×16'	4	28	4.0''	1145	13.37''	713	445	9.0''
福特(95 匹)	6.50×16''	4	26	4.0''	1050	13.69''	722	451	8.7''
福特(85 匹)	6.00×16''	4	30	4.0''	915	13.38'	740	462	8.4''
福 特 貨 車	6.50×20''	6	50	5.0''	1700	16.1''	616	383	8.6''
	7.00×20'	8	55	6.0''	1955	16.8''	592	370	9.5''
	7.00×20''	8	55	5.0''	2200	17.3''	573	358	10.0''
	8.00×20''	10	60	7.0''	2650	17.9''	553	345	10.6''
	9.00×18''	10	65	8.00''	3000	17.8''	559	349	10.5''
	30×5''	8	75	3.75''	1700	15.7''	636	397	8.4''
	32×6''	10	80	6.0''	2200	16.7''	597	373	9.4''
	32×7''	10	85	7.0''	2550	16.6''	602	376	9.3''
34×7''	10	85	7.0''	2800	17.6''	568	355	10.3''	

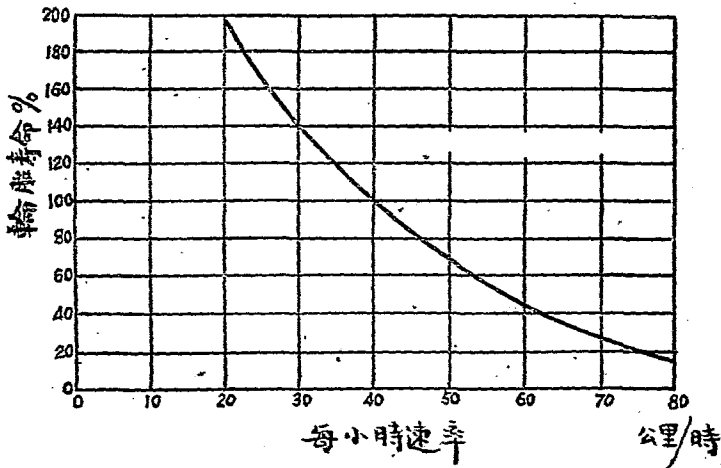


圖 320. 輪胎壽命與速率。

車輪的新趨勢。 爲着減低汽車的重心，車輪的外直徑有減到 50 公分 (20")，輪胎的寬度增加到 18 公分 (7") 以上的趨勢。1948 年不少小客車多採用 6.00 × 15 及 6.50 × 15 輪胎。

輪胎的花紋，對於防滑上，年來亦有顯著的進展。這種特別花紋，紋道深，雖在雨雪冰凍天氣，亦不致於溜滑。鄧祿普 (Dunlop) 廠製輪胎可行到 150000 公里，該廠賽跑車輪胎每小時速率可擔任 600 公里。

前輪主動 (Driving wheel)，後輪擔任轉向 (Steering)，亦爲將來汽車界爭論的焦點之一。

推動車輪。 汽車發動機的轉動矩力傳到後輪之後，這轉動矩 Q 可用 F 及 $(-F)$ 代表。 $(-F)$ 表示輪胎加在地面上的動作。 F 力即表示車輛的前進力量。

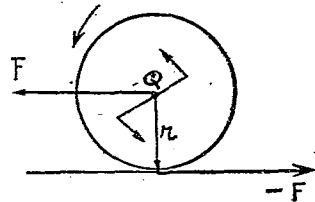


圖 321. 後輪轉動矩力。

$(-F)$ 力不能超過附着力， F 亦應

在主動輪附着力限度之內。

例題 137. 發動機轉動矩力爲 23 公斤尺，直接傳動到左右後輪爲 92 公斤尺，第一速率傳動到左右後輪爲 230 公斤尺。車輪負重後，半徑爲 0.35 公尺，左右後輪負重爲 800 公斤。求最大前進力 (即推動車輪力量) 及附着力。

直接傳動：
$$F = \frac{92}{0.35} = 262 \text{ 公斤。}$$

$$A = \frac{262}{800} = 0.32.$$

第一速率：
$$F = \frac{230}{0.35} = 657 \text{ 公斤。}$$

$$A = \frac{657}{800} = 0.82.$$

所以在第一速率時，除良好道路外，不能全部運用推動力量。

反動力及上跳矩力。 後推齒輪 (Bevel gear and pinion) 所發生的切力在軸承上發生反動力 F_1 及 F_2 。這反動力的合力 ($-F$) 發生轉動矩力 ($-Q$) 與主動矩力 $F \times r$ 相等而方向適相反。這矩力 ($-Q$) 稱為上跳矩力，使後輪及車輛後部發生提高向上跳的趨勢。

如驅動軸不用套管裸露在外，這上跳矩力在鋼板上發生，他的數值為： $Q = R \times d$ 。(圖 323)。

如驅動軸放在套管之內，這上跳矩力： $Q = R' \times l$ 。 l 越長，反動 R' 越小(圖 324)。

上跳矩力不能超過附着矩力 $A \times r$ 。 A 為附着力， r 為車輪半徑。

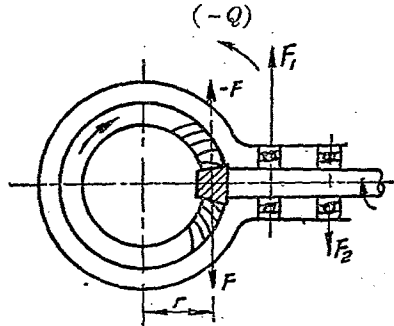


圖 322. 後推小齒輪(驅動齒輪)所產生的上跳矩力。

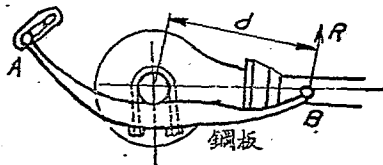


圖 323. 不用套管驅動軸。

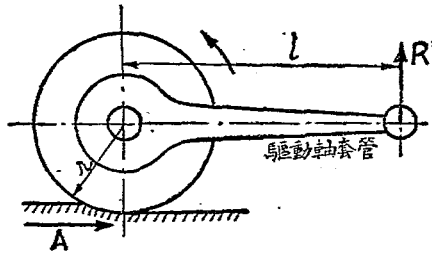


圖 324. 用套管驅動軸。

例題 188. 裸體驅動軸，後鋼板長 0.90 公尺，後軸放在鋼板的中間，套管內驅動軸長 1.25 公尺。第一速率傳動到左右後輪的轉動矩力為 230 公尺斤，求最大反動力。

$$R = \frac{230}{0.45} = 511 \text{ 公斤。}$$

$$R' = \frac{230}{1.25} = 184 \text{ 公斤。}$$

為減少反動力，驅動軸應以採用套管較為有利。否則鋼板要受着轉扭動作。

問 題

1. 列舉各國輪胎製造廠名稱。
2. 列舉輪胎損壞的原因，和保養的方法。輪胎與高速度，載重過量，高溫度有何關係？
3. 輪胎的載重如何計算？每平方公分與地面接觸的輪胎載重量，不得超過 150 公斤，胎內氣壓每平方公分為 2 公斤。這載重量與氣壓數字相差的關係，如何加以解釋？
4. 車輪的轉動矩力等於車輪半徑 × 前進力。半徑減小，前進力加大，勢必超過附着力，使車輛滑行。這種困難如何解決？
5. 後輪採用雙胎，分別列舉利弊，加以比較。
6. 車輪輪輻的直徑或車輪鋼片的厚度如何加以計算？

第五十一章 · 小汽車和運貨汽車

小汽車 (Passenger car 或稱 Touring car) 和運貨汽車 (美稱 Truck 英稱 Commercial car), 在設計觀點上, 有若干不同之處, 已在本書各章, 略予提及。這兩種車子的特性, 在本章裏, 再加檢討, 使我們對這兩種車子的異同, 更能得到深切的瞭解。

發動機。 從前的運貨汽車發動機, 每分鐘旋轉數要比小汽車的低 200 次至 800 次; 因為車行速率相當慢, 所以馬力亦比較小; 製工亦比較粗糙; 沒有小汽車那樣精細; 發動機振動亦比較的大, 動作遲鈍。

但近幾年來, 因為公路運輸的改善, 人們對於運貨汽車的觀念改變了。認為運貨汽車的速率必須提高; 因此發動機的旋轉數及馬力均須同時並增; 發動機的振動應儘量減小, 動作必須靈敏。於是運貨汽車發動機與小汽車的日益接近。到現在已有很多車輛小汽車及運貨汽車採用同一式樣發動機, 我們沒有理由可以反對。例如 85 匹馬力福特小汽車 (Ford de Luxe) 的發動機, 與 85 匹馬力福特運貨汽車發動機完全可以互相更換調用。運貨車再快速時需要汽油量較多, 所以化油器內加速邦浦的行程 (Stroke) 應行加大。

每馬力所擔負的重量。 每馬力所擔負的重量越輕, 車輛越舒服。普通每馬力擔負 30 公斤以下的稱為舒適車輛, 擔負 30 公斤以上的稱為載重車輛。例如 Cadillac 車每馬力擔負 16 公斤; 雪佛蘭 (Chevrolet) 小汽車擔負 21 公斤; 雪佛蘭運貨車擔負 53 公斤。所以車輛的舒服與每馬力所擔負的重量的關係最為深切。有不少運貨汽車, 每馬力載重在

150 公斤以上。這種硬性車輛，振動大速率低，談不到舒適。

汽油消耗。 小汽車設計理想上的新趨勢，每加侖汽油要行駛四十英里 (64 公里)。事實上現在小汽車每加侖汽油可行 30 至 50 公里。用同等馬力發動機的運貨汽車，每加侖汽油所行駛里程，要比小汽車的約減小一倍，合 15 至 30 公里。這原因可分三方面說：

一、普通小汽車後軸 (Rear axle) 比速為 4 : 1，運貨汽車為 6 : 1。所以運貨汽車車輛的旋轉要比小汽車的慢 0.666 倍。運貨車輪胎直徑為 0.80 公尺，小汽車的為 0.70 公尺。車輪每旋轉一次的距離，運貨車雖比小汽車大 1.14 倍。但以整個而論發動機旋轉數目相同，運貨車要比小汽車少走 0.759 倍。這是直接傳動數字。若用頭二排擋傳動，運貨汽車所行里程要比小汽車的相差 0.379 倍。因為傳動減速關係所以運貨車所行里程縮短了，但發動機的旋轉數目，仍與小汽車相同。所以用里程做單位，運貨車汽油的消耗量自然較小汽車為大。

二、運貨汽車需要更換速率的機會較多。遇着道路不平或坡度，小汽車多用不着更換速率，但運貨汽車不換排擋則不能前進。用低速率行駛，汽油量消耗要增加一倍左右。

三、小汽車發動機速率的變動，隨着風門 (Accelerator) 的上下靈敏性極大。運貨汽車發動機因負荷大，速率的變動遲鈍。風門踩下去時間較久，用去汽油較多，纔能達到加速目的。

傳動減速。 牙齒箱及後軸，兩個傳動機關的減速 (Gear reduction) 為小汽車與運貨汽車分野的主要處所。普通機械學所稱“得之於力，失之於速”，及本書所稱增加轉動矩力的機構，均指着牙齒箱及後軸而言。經過這二個機關傳動之後，每個後輪轉動矩力 (Torque) 的增加約如下表：

例題 139. 用第一速率行駛，小汽車每小時速率 20 公里，運貨汽

摘 要		小 汽 車	運 貨 汽 車
發動機轉動矩力		25 公尺斤	25 公尺斤
每 後 輪 轉 動 矩 力	直接傳動	50 公尺斤	75 公尺斤
	第三速率	—	220 公尺斤
	第二速率	80 公尺斤	280 公尺斤
	第一速率	250 公尺斤	350 公尺斤
每 後 輪 前 進 力	直接傳動	140 公 斤	190 公 斤
	第三速率	—	550 公 斤
	第二速率	230 公 斤	700 公 斤
	第一速率	420 公 斤	900 公 斤

車每小時 10 公里，兩後輪前進力各為 840 公斤及 1200 公斤。傳動效率均為 85%。求此時發動機應行供給的馬力。

$$\text{小汽車: } 840 \text{ 公斤} \times 20 \times \frac{1000}{3600} \text{ 公尺/秒} = \text{H.P.} \times 75 \times 0.85$$

$$\text{H.P.} = \frac{840 \times 20}{3.6 \times 75 \times 0.85} = 73.2 \text{ 匹} . .$$

$$\text{運貨汽車: } 1200 \times 10 \times \frac{1000}{3600} = \text{H.P.} \times 75 \times 0.85$$

$$\text{H.P.} = \frac{1200 \times 10}{3.6 \times 75 \times 0.85} = 52.3 \text{ 匹} . .$$

鋼板及輪胎。 因為載重量的關係，運貨汽車鋼板的厚度必須特別提高。普通運貨汽車後鋼板聯副鋼板 (Auxiliary spring) 在內，約計 14 片共厚約 140 公釐；小汽車後鋼板厚度普通九片或十片計約 60 公釐。所用車架鋼皮的厚度，運貨汽車普通為 6 公釐，小汽車為 3 公釐。

因為各機件所佔地位的關係，輪胎直徑不得不特別加高。運貨車胎直徑普通為 80 公分(合 32 英寸)，小汽車約為 70 公分(合 28 英寸)。運貨車每輪所負重量約 1000 公斤以上，輪胎所用橡皮計自六層至 14 層；

小汽車的爲四層至六層。

因爲所擔負重量及長度的不同，驅動軸，前後軸，剎車邦浦的直徑等等運貨車與小汽車的均不相同。所以除發動機而外，兩種車的其他各

小汽車和運貨汽車比較表

項目	摘 要	小 汽 車 (乘坐 5 人)	運 貨 汽 車 (2½ 噸)
1	馬 力	100 匹	100 匹
2	每後輪轉動矩直接傳動	50 公尺斤	75 公尺斤
	每後輪轉動矩第一速率	140 公尺斤	350 公尺斤
3	每後輪前進力直接傳動	145 公斤	190 公斤
	每後輪前進力第一速率	430 公斤	900 公斤
4	每馬力所擔負重量	30 公斤以下	30 公斤以上
5	每加倫汽油所行里數	30 至 50 公里	15 至 30 公里
6	牙齒箱比速第一速率	2.82 : 1	4.75 : 1
	第二速率	1.604 : 1	3.83 : 1
	第三速率	1.00 : 1	3.18 : 1
	第四速率		1.00 : 1
7	後軸比速	3 至 5 : 1	5 至 8 : 1
8	離地高度	10 公分	20 公分
9	鋼板尺寸	2'' × ¼''	2'' × ⅜''
10	輪胎尺寸	6.50 × 16	6.50 × 20 (32 × 6)
11	輪胎壓力	1.8 至 3 公斤/平方公分	4 至 6 公斤/平方公分
12	每公里輪胎轉數	472	383
13	車輛本身重量	1270 公斤	2200 公斤
14	所載重量	400 公斤	2500 公斤
15	總重量分佈 (後軸)	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$
16	車架縱梁厚 × 高 × 寬 (公釐)	3 × 127 × 50	6 × 178 × 75

部份,在設計上均須重行分別計算。

上面的表將兩種不同各點加以比較。

問 題

1. 運貨汽車的方向比速 (Steering gear ratio) 與小汽車的應否相同?所以異同的原因,分別詳加檢討。
2. 運貨汽車振動大聲音高,對乘坐者舒適減低,試分別說明原因。
3. 運貨汽車用汽油量何以要比小汽車增加一倍?在中國公路行駛的汽車汽油量消耗要比在美國公路行駛,增加 $\frac{1}{3}$ 倍,原因何在?
4. 運貨汽車的壽命是否比小汽車的短?爲什麼?
5. 普通運貨汽車的售價比較小汽車的低廉,運貨汽車的運費亦比小汽車的經濟。何以現在各國小汽車數量要比運貨汽車的約有 6 至 10 倍之多?
6. 小汽車與運貨汽車不同之處,如牙齒箱·驅動軸,盆子牙齒比速,後輪軸,鋼板剎車等,引用公式分別加以解釋。

第五十二章 汽車與飛機

第二次世界大戰，關於飛機構造所獲得的巨大進步，無疑的影響到戰後汽車的構造。戰爭期內研究飛機，動員了很多人力和財力，改進迅速，收穫豐富；在設計 (Design) 上，製造 (Manufacture) 上，運用 (Operation) 上，均有新的發展和成就。這些發展足使戰前的飛機和汽車變成陳舊落伍。

發動機。第一次世界大戰，飛機和汽車，每具發動機平均馬力為 250 匹及 25 匹；到第二次世界大戰初期，平均馬力增加到 1000 匹及 100 匹。現在飛機發動機馬力已增到 3000 匹，而飛機發動機本身的重量，則並無顯著的增加。Wright 飛機發動機每隻同樣大小之汽缸，在戰前為 83 匹馬力，現在增加到 150 匹。戰前發動機重量每馬力合 1 公斤，現在每馬力重量減到 0.2 公斤

汽車發動機馬力，將由 100 匹增加到 200 匹至 300 匹。使發動機體積重量不增加，而馬力增加到一倍至二倍，則下列幾個因素最關重要：

一、每分鐘旋轉數，希望由 3000 餘次增高到 6000 餘次，則進入汽缸內混合氣的容量效率 (Volumetric efficiency)，必須設法繼續保持。採用增壓器 (Supercharger)，可以達成這種任務。增壓器在飛機上，已屬尋常的配件，以之應用到汽車上，照例不應該發生何種困難。

二、由於精煉汽油 (High octane gasoline) 的不斷進步，發動機壓縮率漸次提高，由 6 以上希望可以到 8 以上。

三、克復慣性力 (Inertia force), 使其不因增加速率而超越爆炸力 (Explosive force), 所以往返機件的重量, 必須儘量的減輕。現在新材料, 如鎂合金, 鋁合金, 以及製造上技術的進步, 均可使活塞, 聯桿等重量續行削減。

車行速率。飛機的速率, 每小時由 300 公里增加到 600 公里, 再由 600 公里將增到 1200 公里。美國 Boeing Aircraft Company 試驗室內, 採用 18000 匹馬力電動機將飛機模型在水門泥風管內飛行 1200 公里/時, 高速飛行試驗成功。隨着發動機馬力的增加, 小汽車速率將由 100 公里/時, 增加到 200 至 300 公里/時以上。公共汽車 (Bus) 將增到 120 公里/時, 運貨汽車為 100 公里/時。

以載重汽車論, 以每小時 32 公里速率上 6% 坡度, 依據公式, 每

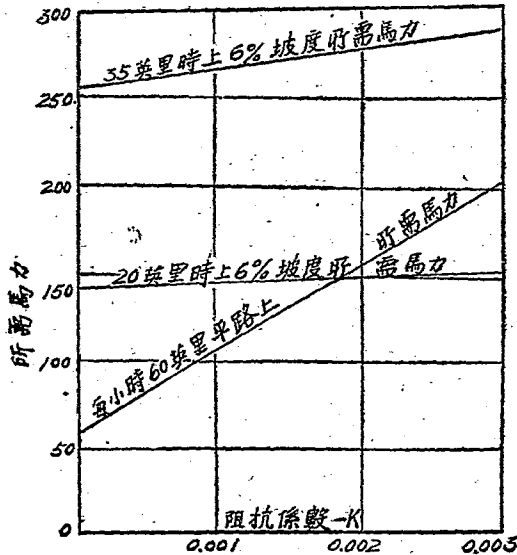


圖 325. 載重汽車馬力速率坡度的關係。

馬力可擔負 234 磅(合 107 公斤)。如以每小時 56 公里速率上此坡度,則每馬力祇能擔負 134 磅(合 60.73 公斤)。車輛總重量 40,000 磅(約合 18 噸),發動機馬力 150 匹之載重汽車,如以 65 公里/時速率上 6% 坡度,則車之總重量必須減低到 15000 磅(合 6800 公斤)。

圖 325 表示流線型載重汽車對於馬力,速率,坡度三者間的關係。
飛機構造的幾種特性。

一、多種任務構造。構成飛機的每一配件,均儘量使之擔任多種任務。例如飛機的翼子,除阻擋空氣使飛機飛浮而外,還要增強機身的結構,和負荷或裝載汽油炸彈等的重量。務使每一配件,儘其最大的工作責任。這種多種任務的結構,可以節省材料,減輕重量。

汽車的車身祇管裝載乘客和貨物。龐大的汽車葉子板,除擋泥而外,別無所司,而且要減去車架縱樑一部份的堅固。保險鋼板(Bumper)平時工作亦極散閒。運貨汽車駕駛室佔地位大,而所負責任並不繁重。諸如此類,在汽車上擔任單純工作的巨大配件,在飛機上決不容許其單純,而設法將多種任務加在他們身上。

車架與車身合併,所謂無車架汽車(Frameless car),就是加強車身任務,取消車架,減低重量。若將運貨車駕駛室重行設計,使其強度與車架相配合,再採用較輕鋁合金材料製造,則駕駛室重量可以減輕一半。

二、繼續性。最妥善的利用飛機建築材料,使材料每部份均能盡最大的負荷。自每一應用點(Point of application)到另一應用點間,負荷均行繼續,不使中間歇。

現在飛機除飛行時用動力試驗(Dynamic test)而外,還用靜力試驗(Static test),使結構各部門加以分析。美國飛機製造廠曾採 500 個紀錄規(Gage)測驗飛機構造的脆弱部份,使弱點加強,過強之點削弱,務使各點間有和諧繼續性。

汽車對構造繼續性，並非沒有研究，惟沒有像飛機那樣對這問題研究之透徹。如能徹底的將重量分佈，聯結釘子或聯結部份均使之有繼續性，則汽車的重量，一定可再行減輕，堅固增加。

三、負荷分佈。要達到最有效構造，必須有最妥當的負荷分佈 (Distribution of load)。現代飛機構造的趨勢，使軀殼儘量向外形，表面或四週展開；使內裏儘量空虛，將內部肢體減到最低限度；使內部裝載貨物的容量增到最大限度。這理論好比建造偉大禮堂，使堅強結構儘量在四週的外殼，內部最好不用一支柱，而能容納最多數的數千觀眾。

構造本身的負荷，所載貨物的負荷，以及不擔任負荷部份的負荷，三者單獨的以及互相的關係，在飛機上曾得有最經濟的研究和利用。汽車的負荷分佈過於寬大，不免造成浪費和不均現象，急待加以改進。

四、減輕重量。飛機本身重量減輕一公斤，則有用載重 (Pay load) 就多加一公斤。飛機各部份經過精密計算，嚴格試驗，採用新材料之後，飛機本身的重量繼續不斷的減輕。現在美國最新式重轟炸機 (Heavy bomber) 重量，已比數年前同式機減輕 5 噸，換句話說即可多裝 5 噸的炸彈。

汽車本身的重量，實無理由不使設法繼續盡量減輕。本身重量是汽車和飛機的仇敵。戰前一架飛機本身若能減低一磅重量，而所運貨物增加一磅，此飛機的一生可多收入運費 1500 美元。一輛汽車的重量照理想的極度減輕，則車輛的售價或者要增加一倍，但其工作收入的增加，決不止此數！

材料。為減輕重量，飛機工業對材料的研究，不惜工本。因此輕質新材料，會有不斷的發現。

普通飛機設計家多採用 1.5 為安全係數。材料極限強度 (Ultimate strength) 用安全係數 1.5 除，大多數等於降伏強度 (Yield strength)。例

如 SAE 1025 鋼極限強度為 55,000 磅/平方英寸，若以 1.5 除，却等於工作應力 (Working stress) 33000 磅/平方英寸。又如鋁合金 (Alcoa 24) 極限強度為 64000 磅/平方英寸，降伏強度為 42000 磅/平方英寸。

在汽車界，如每小時速率在 120 公里以下，則工作應力伸拉為 1600 至 2900 磅/平方英寸，壓縮為 1700 至 3100 磅/平方英寸。如速率在 120 公里以上，則平均應力為 9000 磅/平方英寸 (合 70 公斤/平方公分)，此數約等於鋁合金 $\frac{1}{2}$ 的降伏強度。在同等速度下飛機設計所用材料工作應力數字，即為降伏強度。

製造飛機所最注意的，是選用密度最低材料，如鎂 (Magnesium)，鋁和不銹鋼 (Stainless steel)。圖 326 表示這幾種材料的強度重量比例 (Strength weight ratio)。製造上某一部份伸拉強度相同，則所用材料厚度與密度成反比，如材料重量相同，則彎曲強度 (Buckling strength) 與厚度的平方成正比。密度低材料彎曲強度與重量比例比較高。如多用支持部份 (Supporting members)，則質重材料的彎曲強度可以提高。有些材料，需要支持機件多，而製造容易，有些不需支持機件，則製造困難。所以使用時對材料的選擇，成為重大問題。

關於鎂、鋁、不銹鋼等修理工作所遭遇的困難，現在亦已減到最低的限度。有成萬的工人，對這些材料的修理，都習以為常。

新近美國人 Thomas L. Fritzen 所發明的鋁合金 R-301 與普通鋼鐵一樣堅固，每平方英寸伸張強度為 60000 磅，其抗拒腐蝕性 (Resistant to corrosion) 比較 R-303 更為強大。R-301 是一種鋁皮 (Sheet metal)，可以用作翻鑄 (Casting) 和鑄塑或抽塑 (Extrusion)。現在 R-301 全部產量，均用於飛機工業。將來汽車界如能大量採用，則每空車的重量，可以減低到三四百公斤，如此輕車使用範圍當更覺方便。美國鋁價，每公斤合美金三角。

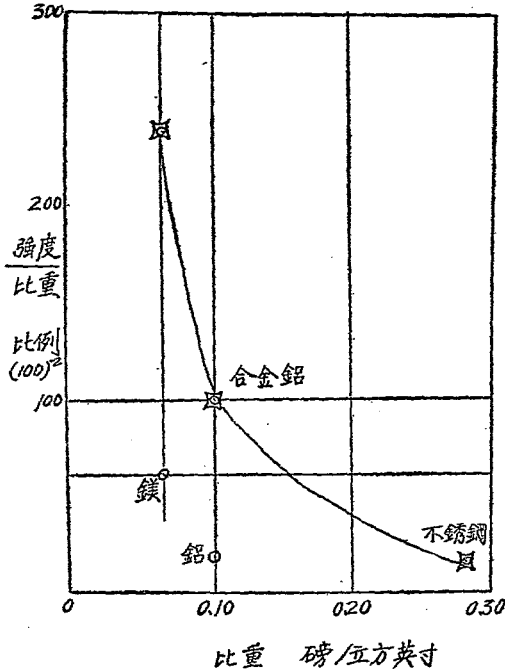


圖 326. 輕質材料強度和重量的比例。

鎂比重為 1.743，比較鉛 2.58 及鋼 8.00 為輕。鎂之合金性能，非常堅韌強硬耐久。鎂可由海水內提煉。大約每 800 噸海水可提煉鎂一噸。一立方英里海水約含 5,700,000 噸的鎂。現在美國年產鎂 50 噸，每公斤售價合五角美金。鎂合金可在氬氣內焊接，對引擎骨架諸零件均可製造。

鎂，鉛，玻璃（塑質比重約 2.4 至 4.5）倘能成為製造交通工具的主要材料，則汽車重量的極度減輕，減輕到三四倍自屬可能。

載重運貨：載重運貨汽車，每馬力所擔負總重量和底盤重量逐年均在減低。例如 1921 年平均每馬力負擔車輛總重量約 150 公斤。

至 1942 年祇負擔 75 公斤;每馬力所負底盤重量由 70 公斤減到 25 公斤(圖 327).

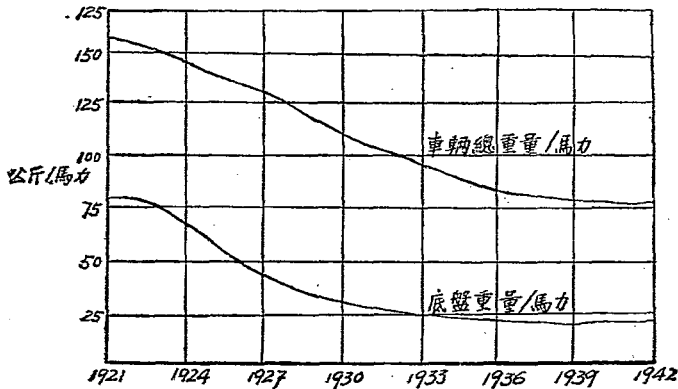


圖 327. 載重汽車本身重量的減低。

關於載重汽車重量,若將汽車各部份拆散,重行設計,則空車重量的 15%,可以很合理的加以削減。一輛空車重 5025 磅,若更換一部份材料,或各部份再加設計,約可削減 800 磅重量。根據美國經驗,削減一磅材料,約需要十五小時的分析和重新設計 (Analysis and redesign)。削減 800 磅,所需分析或重設計的時間為 12000 小時。

鎂合金和鋁合金應為研究減輕重量的基本材料。車架,鋼板掛鉤,車輪和輪輞,備胎架等等均可用輕金屬皮或翻砂製成。

除車門而外,車身的整個殼子,均可擔任應力,成為一個堅強的結構。經過分析之後,車身重量可以減輕 35%。駕駛室,若使其與車身合併,並使之擔負多種任務,採用 Alcoa 52A 合金做殼子,可以減去 30% 的重量。

所以一輛 5025 磅載重汽車,各部份經過檢討之後,很合理的可以減輕 800 磅。這樣的減輕並非無代價。改用輕質材料,費用或者要增加

三四百美元。至於空車重量的減少，依據若干運輸公司的統計，每少一磅，行駛 100,000 英里，節省美金 4 元。假定此載重車，每年行駛 50,000 英里，重行設計後的減輕重量，少算一點，作為 400 磅，每年可增加運費收入 800 美元。製造汽車所增加的成本，在一年內就可以收回。

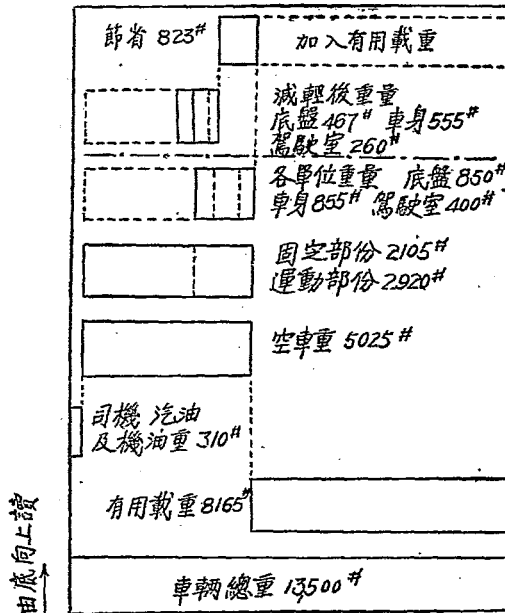


圖 328. 車輛載重及本身重量的重新設計。

結論。飛車 (Helicopter) 美國已經採用。陸空汽車 (Car with wings 或 Airplane-automobile combination) 美國亦已着手設計，預期於戰事結束後十年內，即可在市場上出售。由戰爭所引起飛機的猛烈進步；引擎馬力每具增到 3000 匹；時速 1000 公里；空氣直接散熱；採用新材料如鎂，鋁，不銹鋼，塑質 (Plastic) 等；以及每一配件擔任多種任務

等等；引動汽車界作着新的革新。戰爭結束後當有一個時期，工程師們所用巨大力量將由飛機轉移到汽車，使汽車的進步追趕過飛機。飛機與汽車的互相關係，比較任何其他交通工具更為密切。二者間祇要有一者的進步，就可引起他者的革新。巴黎最高學府之一，飛機汽車製造學校將飛機與汽車的最高設計理論合併在同一學府內教授，足以表示二者不可分割的明證。

今後飛機特性。1944年美國民用航空部 (Department of Civil Aviation) 發表將來五種飛機的特性，列表如下：

類 別	航 程 (公里)	總重量 (噸)	翼 負 荷 (公斤 / 平方公尺)	每馬力左 右翼 負 荷 (公斤 / 公尺)	翼 尖 距 離 (公尺)	輪距 (公尺)	最大 長度 (公尺)	最大 高度 (公尺)	輪胎壓力 (公斤 / 平方公分)
越洋飛機	5000 至 6500	180	300	7	100	30	—	—	7.4
越洲飛機	2500 至 5000	90	300	6	70	20	58	—	7.0
鄰洲飛機	1200 至 2500	45	200	5	55	15	45	12	6.0
本洲飛機	300 至 1600	22	180	4.5	40	10	30	10	6.0
短程飛機	160 至 800	15	120	5	35	7.5	25	8	4.2

問 題

1. 汽車發動機與飛機發動機在構造上異同各點列表加以比較。
2. 汽車工業與飛機工業互相的關係重要性如何？二種工業能否合併？
3. 汽車那些部分的重量可以減輕？
4. 汽車速率每小時增加到 200 公里，需要克復那些困難？
5. 飛機發動機各部門的進步和飛機運輸的發展，對汽車界有益還是有害？
6. 本書第十六章第五十二章所論飛機各點以及有關飛機的參考資料 (Data)，每個汽車工程師應否要知道？

第五十三章 汽車材料

美國通用公司(G.M.C.)指出：製造一輛 1940 年的美國汽車，需要 300 種進口貨。汽車油漆所用的桐油；燈泡裏的鎢絲；減摩擦鐵 (Anti-frictional metal) 內的銻和錫；製膠木 (Bakelite) 用的大豆；包電線的生絲；多由中國運往。橡皮，軟木等多購自南美或南洋羣島。木材，鎳，鉛，銅，鋅以及翻砂用的細沙，多仰給自加拿大。白金和錳的一部份由蘇聯出口。銻，錳，鋅自南美輸入。皮革，羊毛，自澳大利亞運往。製造工具用的金剛鑽則購自南非洲。通用公司這句話，證明了汽車所用材料範圍的廣博，任何國家均不能自給自足，惟有國際間互相供應，各國汽車工業的材料問題，才能澈底解決。

關於汽車材料的全部研究，需要各色各樣的專家，是一個廣偉的部門，非本書範圍所能敘述。材料的安全，耐久，經濟和形狀，在汽車設計裏面，佔着首要的地位。所以對於計算材料所必需的應用力學 (Applied mechanics)；材料強度學 (Strength of materials)；鋼鐵及合金的特性；熱煉或熱處理 (Heat-treatment) 的意義等；若干基本定義和公式，不得不在本書內加以簡括的回憶。對閱讀本書各章，可供不少的方便。

動能力。 M 質量的物體，以 V 速率前進時， $M \times \frac{V^2}{2}$ 稱為動能力亦簡稱動能 (Kinetic energy)，能力普通均用下式表示：

$$E = M \frac{V^2}{2} = \frac{WV^2}{2g} \text{ 公尺斤。}$$

W = 重量以公斤計,

g = 地心吸力加速率 = 9.81 公尺/秒/秒,

V = 速率以公尺/秒計.

這公式又可用下列方法證明:

$$F = \frac{W}{g} \times a \text{ 公斤,}$$

$$S = \frac{V^2}{2a} \text{ 公尺}$$

$$E = F \times S = \frac{WV^2}{2g}.$$

這公式的解釋： W 重的物體，用 F 力量推動，由 A 位置移到 B 位置，所行的距離為 S 。此物體由靜而動所，以在 A 位置的加速率 (Acceleration) 為 a 。到 B 位置時物體前進的速率 (Velocity) 為 V 。

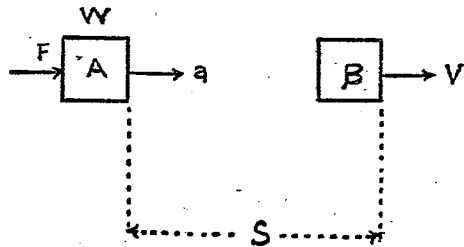


圖 329. 物體的動能力.

由 F 移動到 S 距離所完成的工作，即等於動能力 E 。

例題 140. 汽車總重量 3600 公斤，每小時以 60 公里速率前進時，該車動能力若干？

$$E = \frac{WV^2}{2g} = \frac{3600}{2 \times 10} \left(\frac{60 \times 1000}{60 \times 60} \right)^2 = 50000 \text{ 公尺斤.}$$

矩力. F 力的大小與此力到 C 點的垂直距離，相乘之積稱為矩力

(Moment). 矩力亦稱力幕或能率.

$$M = Fy \text{ 公分斤.}$$

F = 力以公斤計,

y = 距離以公分 (Centimeter) 計,

M = 矩力以公分斤計.

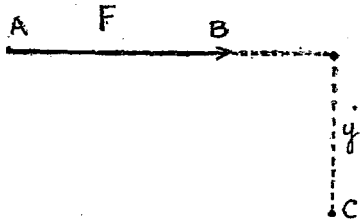


圖 330. 矩力.

慣性矩力. 微小質量 (Mass) 所組成的物體, 至某軸的垂直距離為 y . 微小質量之和 Σm 與 y^2 相乘之積, 稱為慣性矩力 (Moment of inertia), 或稱二次幕 (Second moment) 或慣性能率:

$$I = \Sigma my^2.$$

如屬等質 (Homogeneous) 物體, v 為微小容量, m 為質量, d 為密度或比重, 是於

$$m = vd.$$

$$I = \Sigma vdy^2$$

計算面積和線的慣性矩力時, 上列質量 m 可用微小面積或線的長短 a 代替:

$$I = \Sigma ay^2.$$

極慣性矩力. 對於通過重心與平面垂直軸相比所發生的慣性矩力稱為極慣性矩力 (Polar moment of inertia), 普通均用 I_0 代表. 其

數值等於通過重心的二直角軸慣性矩力之和。

慣性矩力的單位為長的四次方，例如公尺⁴，公分⁴，或公釐⁴。慣性矩力永遠為正數。

例題 141. 圓形斷面 (Area of circular section) 的直徑為 D 等於 4 公分，半徑為 R 。求 (一) 在 O 點對垂直圓形斷面的軸所起的極慣性矩力。(二) 對 OX 及 OY 軸所起的慣性矩力。

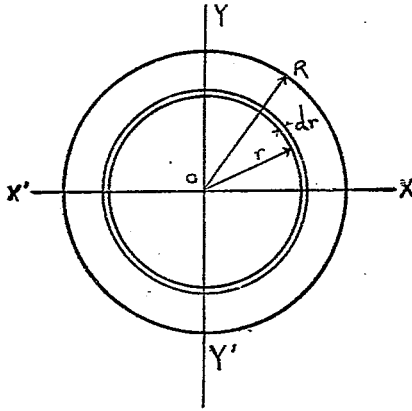


圖 321. 圓面積。

(一) 設微小環形半徑為 r 寬為 dr ，於是此環形的微小面積為：

$$da = 2\pi r dr.$$

微小環形的極慣性矩力：

$$dI_0 = r^2 da = \pi r^3 dr$$

$$\begin{aligned} I_0 &= \int_0^R 2\pi r^3 dr = 2\pi \left[\frac{r^4}{4} \right]_0^R = \frac{\pi R^4}{2} \\ &= \frac{\pi (D)^4}{2 \left(\frac{D}{2} \right)^4} = \frac{\pi D^4}{32} = \frac{3.1416 \times 4^4}{32} \\ &= 25.13 \text{ 公分}^4. \end{aligned}$$

如用圓面積的質量計算 $M = \pi R^2$

$$I_0 = \frac{MR^2}{2}$$

(二) $I_0 = I_{xx'} + I_{yy'} = 2I_{xx'} = 2I_{yy'}$

$$\begin{aligned} \therefore I_{xx'} &= \frac{\pi D^4}{32} \times \frac{1}{2} = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{3.1416 \times 4^4}{64} \\ &= 12.5664 \text{ 公分}^4 \end{aligned}$$

旋徑。旋徑 (Radius of gyration) 等於物體慣性矩力與質量之商的平方根：

$$K = \sqrt{\frac{I}{M}}$$

如屬等質平面 M 可用斷面積 A 代替, $K = \sqrt{\frac{I}{A}}$

旋徑的單位為公尺, 公分或公釐。

例題 142. 矩形斷面積為 4×6 平方公分, 求對 xx' 及 yy' 軸的旋徑。

$$K_{xx'} = \sqrt{\frac{I_{xx'}}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{BH^3}{12}}{BH}} = \sqrt{\frac{H^2}{12}} = \sqrt{\frac{6^2}{12}} = 1.73 \text{ 公分}$$

$$K_{yy'} = \sqrt{\frac{I_{yy'}}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{HB^3}{12}}{HB}} = \sqrt{\frac{B^2}{12}} = \sqrt{\frac{4^2}{12}} = 1.15 \text{ 公分}$$

B 邊比 H 邊小, 故 $K_{yy'}$ 亦稱該斷面的最大旋徑。

例題 143. 求圓形斷面直徑為 D 時的旋徑, $D = 40$ 公釐。

$$K = K_{xx'} = K_{yy'} = \sqrt{\frac{\frac{\pi D^4}{64}}{\frac{\pi D^2}{4}}} = \sqrt{\frac{D^2}{16}} = \frac{40}{4} = 10 \text{ 公釐}$$

例題 144. 中空圓柱外直徑 $R_1 = 250$ 公釐, 內直徑 $R_2 = 180$ 公釐, 柱長為 $a = 40$ 公釐; 單位容積質量為 m . 求此圓柱旋徑.

$$I = \frac{M(R_1^2 + R_2^2)}{2} = \frac{\pi m a (R_1^2 + R_2^2)}{2}$$

$$K^2 = \frac{I}{M} = \frac{R_1^2 + R_2^2}{2} = \frac{D_1^2 + D_2^2}{8}$$

$$K = \sqrt{\frac{25^2 + 18^2}{2}} = 21.64 \text{ 公分.}$$

斷面係數. 斷面對其重心軸所起的慣性矩力 I 與重心軸至斷面邊緣間距離 y 之商, 稱為斷面係數或稱斷面率 (Section modulus 或 Modulus of section), 普通均用 Z 代表:

$$Z = \frac{I}{y}$$

斷面係數的單位為長單位的三次方, 如公尺³, 公分³ 或 公釐³.

斷面與重心軸成對稱時, 則上下側邊緣的距離相等.

例題 145. 已知高 $H = 10$ 公分, 寬 $B = 4$ 公分. 求此矩形的斷面係數.

$$Z_{xx'} = \frac{I_{xx'}}{y} = \frac{\frac{BH^3}{12}}{\frac{H}{2}} = \frac{BH^2}{6}$$

$$= \frac{4 \times 10^2}{6} = 66.67 \text{ 公分}^3$$

$$Z_{yy'} = \frac{I_{yy'}}{y} = \frac{HB^3}{12} \times \frac{2}{B}$$

$$= \frac{HB^2}{6} = \frac{10 \times 4^2}{6}$$

$$= 26.66 \text{ 公分}^3$$

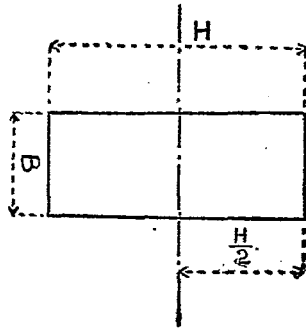


圖 332. 矩形面積.

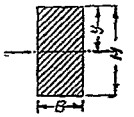
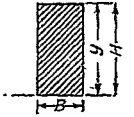
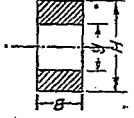
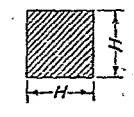
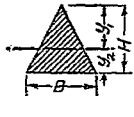
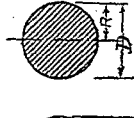
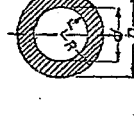
断面形狀	面積 A	慣性矩力 I	断面係數 $Z = \frac{I}{y}$	旋徑 $K = \sqrt{\frac{I}{A}}$
	BH	$\frac{BH^3}{12}$	$\frac{BH^2}{6}$	$\frac{H}{\sqrt{12}} = 0.289H$
	BH	$\frac{BH^3}{3}$	$\frac{BH^2}{3}$	$\frac{H}{\sqrt{3}} = 0.577H$
	$EH - By$	$\frac{B(H^3 - y^3)}{12}$	$\frac{B(H^3 - y^3)}{6H}$	$\sqrt{\frac{H^3 - y^3}{12(H - y)}}$
	H^2	$\frac{H^3}{3}$	$\frac{H^3}{3}$	$\frac{H}{\sqrt{3}} = 0.577H$
	$\frac{1}{2}BH$	$\frac{BH^3}{36}$ $y_c = \frac{2}{3}H$	$\frac{BH^2}{24}$	$\frac{H}{\sqrt{18}} = 0.236H$
	$\frac{\pi D^2}{4}$	$\frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi R^4}{4}$ $= 0.05 D^4$	$\frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi R^3}{4}$ $= \frac{1}{4}AR = 0.1D^3$	$\frac{R}{2} = \frac{D}{4}$
	$\frac{(D^2 - d^2)}{4}$	$\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$ $= \frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)$ $= \frac{1}{4}A(R^2 + r^2)$	$\frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D}$ $= \frac{\pi}{4} \frac{R^4 - r^4}{R}$	$\frac{\sqrt{R^2 + r^2}}{2}$ $= \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{4}$

圖 333. 慣性矩力, 旋徑等表.

	$A = \frac{\pi H}{4}, \quad y = \frac{H}{2}$ $I = \frac{\pi B H^3}{64}, \quad Z = \frac{\pi B H^2}{32}$ $K = \frac{H}{4}$
	$A = \frac{\pi D^2}{8} = 0.393 D^2, \quad y_1 = \frac{(3\pi - 4) D}{6\pi} = 0.233 D$ $I = \frac{(9\pi^2 - 64) D^4}{1152\pi} = 0.007 D^4$ $Z = \frac{(9\pi^2 - 64) D^3}{192(3\pi - 4)} = 0.024 D^3$ $K = \frac{\sqrt{(9\pi^2 - 64) D^2}}{12\pi} = 0.132 D$
	$A = BH + bh, \quad y = \frac{H}{2}$ $I = \frac{BH^3 + bh^3}{12}, \quad Z = \frac{BH^3 + bh^3}{6H}$ $K = \sqrt{(BH^3 + bh^3) \div 12(BH + bh)}$
	$A = BH - bh, \quad y = \frac{H}{2}$ $I = \frac{BH^3 - bh^3}{12}, \quad Z = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$ $K = [(BH^3 - bh^3) \div 12(BH - bh)]^{\frac{1}{2}}$
	$I = \frac{1}{12} \left[\frac{3\pi}{16} D^4 + B(H^3 - D^3) + B^3(H - D) \right]$ $Z = \frac{1}{6H} \left[\frac{3\pi}{16} D^4 + B(H^3 - D^3) + B^3(H - D) \right]$ $K = \sqrt{\frac{I}{\frac{\pi D^2}{4} + 2B(H - D)}}$

图 334. 慣性矩力旋徑等表

材料重量及強度

材料名稱	每立方英尺重, 磅	最大應力, 每平方英寸噸	2英寸長伸長%	彈性係數 E
軟鋼 (Mild steel)	480	25-35	45-35	29,000,000
打鋼 (Forged steel)	480	35-45	28-22	30,000,000
加熱炭鋼 (Carbon steel annealed)	480	45-50	20-15	} 31,000,000 至 33,600,000
回原炭鋼 (Carbon steel tempered)	480	45-70		
鋼琴軟鋼絲 (Piano wire: soft)	480	60-70		
鋼琴硬鋼絲 (Piano wire: hard)	480	100-120		
低鎳鋼 (Steel: low nickel)	480	35-40	30-20	
高鎳鋼 (Steel: high nickel)	480	60-80	20-15	
中鎳鋼 (Steel: medium nickel)	480	45	50	
鎳鉻鋼 (Steel: nickel chrome)	480	50	20	
鎳鉻鋼 (Steel: nickel chrome)	480	80-100	10-5	
滾壓鋁 (Aluminium: rolled)	165	10	10-5	11,000,000
鑄鋁 (Aluminium: cast alloy)	170-190	10-12	12-7	
硬鋁皮 (Duralumin sheet)	175	26	15	9,800,000
打硬鋁 (Duralumin forging)	175	23	18	9,800,000
加熱銅 (Copper: annealed)	550	12-14	50-40	12,300,000
砲鋼 (Gunmetal)	540	12-18	25-10	11,000,000
磷青銅 (Phosphor bronze)	535	15-20	8-2	14,000,000

應力。物體受着外力 (External force) 作用時，內部必發生抵抗內力 (Internal force) 或稱應力 (Stress)。

應力常與外力同大。100 公斤的外力作用於物體時，其內部亦必發生 100 公斤的應力相抵抗。外力加強二倍，應力亦必加強二倍。若外力過大，內部抵抗力不足應付時，物體就要發生變形，甚至於破壞。

單位面積內作用的應力稱為應力強度 (Stress intensity)：

$$f = \frac{P}{S}$$

f = 伸長或壓縮應力強度以公斤/平方公釐計,

P = 伸長或壓縮應力以公斤計,

A = 斷面積以平方公釐計.

例題 146. 直徑 50 公釐的鐵棍受 10000 公斤的伸長力時, 求伸長應力強度.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.1416 \times 50^2}{4} = 1963 \text{ 公釐}^2$$

$$P = 10000 \text{ 公斤.}$$

$$\therefore f = \frac{P}{A} = \frac{10000}{1963} = 5.099 \text{ 公斤/平方公釐.}$$

變形. 物體由應力而起形態上的變化, 稱為變形 (Strain 或 Deformation). 例如鋼鐵棍受着拉或壓的外力, 可以使棍伸長或縮短, 發生縱向變形 (Longitudinal strain). 此種變形均用變形之長與原長之比表示:

$$\text{縱向變形} = \frac{l}{L}$$

物體各部份面積受着等壓力所起變形 稱為容量變形 (Volumetric strain). 如 v 為變形容量, V 為原來容量:

$$\text{容量變形} = \frac{v}{V}$$

設 AB 受着剪割應力之後, 移到 $A'B'$ 位置. 因 θ 角極微小.

$$\text{故 } \theta = \frac{BB'}{BC} = \text{剪割應變.}$$

當鐵棍受拉力或壓力使長短變動

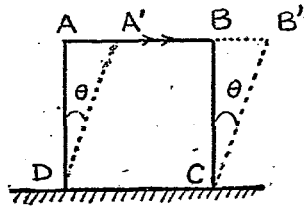


圖 335. 剪割變形

時，橫的粗細亦同時發生變化。此種變化稱為橫的變形。設

H = 原來橫的大小，

h = 橫的變動，

於是 橫的變形 = $\frac{h}{H}$

縱變形與橫變形的比例，普通金屬多在 3 與 4 之間。設

a = 縱變形

b = 橫變形

$m = \frac{a}{b}$

$\frac{1}{m}$ 稱為鮑松 (Poison's ratio) 氏比例。

彈性限 E 。物體受着外力即生變形，外力一去，即回復原狀，此種性質謂之彈性 (Elasticity)。

如外力繼續增加，變形增大，到一定程度之後，雖取去外力，仍不能恢復原狀。而殘留若干變形，稱為永久變形 (Permanent set)。不發生永久變形以內的最大應力限度，稱為該物體的彈性限度 (Elastic limit)。

力變形圖解。(X 表示單位長度的伸長， OY 表示單位面積內的拉力。鋼鐵棍經試驗結果如圖 336。

OA 線很接近直線，與 OT 幾相密合，在此線內伸長應力與拉力成比例， A 點稱為彈性限度。

自點 A 後至 B 變形急增，成一不規則形狀，以至 C 點。 B 點稱為降伏點 (Yielding point)。

C 點後壓力愈增，變形益大，以至於 D 點稱為極點 (Ultimate strength)。到 E 點材料斷裂稱為破壞點 (Breaking point)。

彈性係數。應力與縱向變形之比稱為縱彈性係數 (Logitudinal

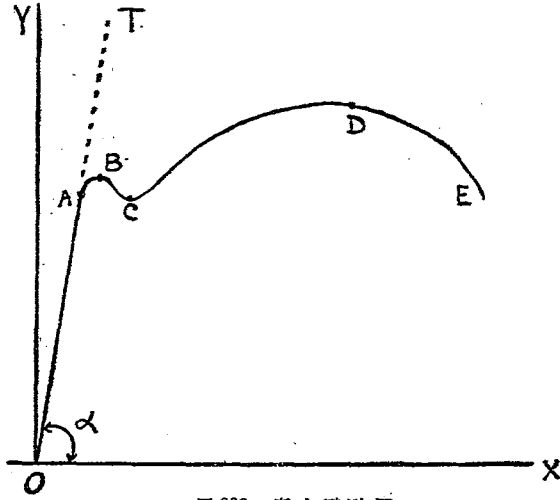


圖 336. 應力變形圖

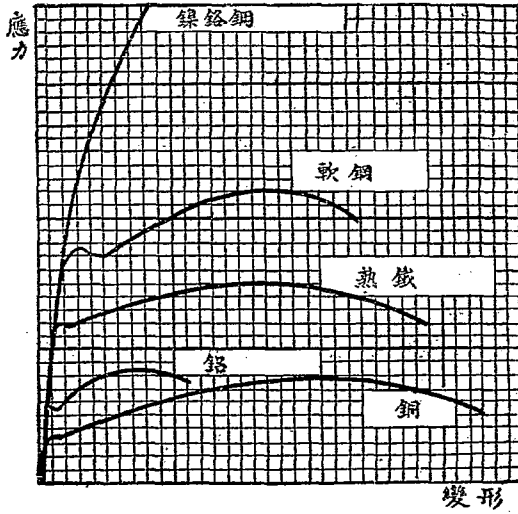


圖 337. 鋼鋁銅等應力比較圖

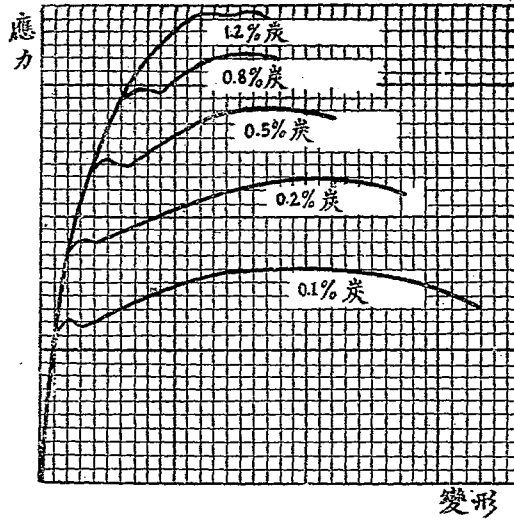


圖 338. 各種炭鋼應力變形比較圖

elastic modulus) 簡稱彈性係數 (Elastic modulus).

通常具有彈性物體，在彈性限度以內，應力與應變成正比例。圖 336 內 OX 與 OT 所成的 α 角即為彈性係數，普通均用 E 表示：

$$E = \frac{\text{應力}}{\text{應變}} = \tan \alpha$$

$$E = \frac{f}{l} = \frac{\frac{P}{A}}{\frac{l}{L}} = \frac{PL}{Al}$$

彈性係數之值越大，材料的強越強。

應力與橫的變形之比稱橫彈性係數 (Shear elastic limit)，普通均用 G 表示約等於 $0.4 E$ 。

例題 147. 直徑 3 公分長 1.5 公尺的鋼棍，受 15000 公斤拉力時，伸長量為 0.0152 公分。求鋼的彈性係數。

$$E = \frac{PL}{Al} = \frac{15000 \times 150}{\frac{3^2}{4} \times 3.1416 \times 0.0125} = 2,100,000 \text{ 公斤/平方公分}$$

$$= 21000 \text{ 公斤/平方公釐。}$$

材料強度。 材料所能承受的最大應力稱為材料之強 (Strength)。單位面積之強稱為強度，計可分極限強度 (Ultimate strength) 與破壞強度 (Breaking strength) 兩種。通常所用的為破壞強度。

安全係數及許可應力。 破壞強度與許可應力或工作應力 (Allowable stress 或 Permissible stress 或 Working stress) 之比稱為安全係數或安全率 (Factor of safety)：

$$\text{安全係數} = \frac{\text{破壞強度}}{\text{許可應力}}$$

安全係數的規定視用途而有不同。茲舉例如下表：

材 料	安 全 係 數			
	固定載重	活 動 及 變 動 載 重		撞擊結構
		單 應 力	逆 轉 應 力	
鑄 鐵	4	6	10	15
鋼 鐵	3	5	8	12
木 料	7	10	15	20

破壞強度與規定安全係數相比稱為許可應力或工作應力。許可應力係指材料在彈性界限以內的應力而言。

各種材料的許可應力略如下表所示：

應力 材料	伸長應力 公斤/平方公分	壓縮應力 公斤/平方公分	剪割應力 公斤/平方公分	彎曲應力 公斤/平方公分
硬木	100	100	10	100
錳鋼	1300	1300	700	1300
軟鋼	1200	1200	700	1200
鑄鋼	700	500	200	200
鍛鋼	700	700	500	700
鋁	450	400	200	400

因冶金處理技術的進步,和合金的繼續進展,上列這些數字,年來時有增加。

例題 148. 斷面圓形之軟鋼棍受 20000 公斤之伸長力,許可應力為 1200 公斤/平方公分,求該斷面直徑。

$$\frac{20000}{\frac{\pi D^2}{4}} = 1200$$

$$D = \left(\frac{20000 \times 4}{3.1416 \times 1200} \right)^{\frac{1}{2}} = 4.6 \text{ 公分.}$$

變長. 材料受着拉力,以至發生破壞時,必有一部份長度增加,形狀縮細。材料破壞時所加長度與原來長度之比稱為變長 (Elongation),普通均用百分數表示。

·例如有 200 公釐的鐵棍受着拉力發生破壞時,其長度為 240 公釐。於是

$$\text{變長} = \frac{240 - 200}{200} = 0.20 = 20\%.$$

變細. 材料變長破壞時,同時亦變細 (Contraction 或 Reduction of area),即等於縮小去的斷面積與原來斷面積之比,普通用%表示。

下表係 Adamson 氏試驗結果：

應力 材 料	開始經小時最大應力 公斤/平方公釐	斷裂時應力 公斤/平方公分
軟 鐵	30.0	20.0
鉚釘鐵	39.5	30.0
極軟鋼	41.5	35.5
軟 鋼	53.5	41.5
硬 鋼	84.5	84.0

至於試驗時間的長短和溫度的高低，對材料破壞的影響，可用下表代表一般的狀況。

溫 度	每平方公釐鋼破壞強度及試驗時間					
	30 秒	1 分	5 分	15 分	1 小時	無限時間
13°C	27.8 公斤	27.1 公斤	26.3 公斤	25.8 公斤	25.1 公斤	23.8 公斤
200°C	20.7 公斤	20.2 公斤	19.7 公斤	19.1 公斤	17.7 公斤	15.0 公斤
400°C	14.0 公斤	14.0 公斤	11.6 公斤	9.7 公斤	7.5 公斤	3.0 公斤

脆性率。 普通試驗材料，均屬緩性動作，並無敲擊 (Shock) 行爲。佛來蒙 (Fremont) 氏將長 25 至 28 公釐，斷面 10×8 平方公釐的材料放在二支架的中間，用 10 公斤重斧頭，由 4 公尺高處下墜，則所有材料無不破碎。

有若干材料祇需斧頭由 0.4 公尺下墜，即行破碎，稱爲脆性體 (Brittleness)。如由 3 公尺處下墜，才行破碎，稱爲非脆性體。

斧頭重量與下墜距離相乘之積，所得工作用公尺斤表示，與材料斷面用平方公分表示，相比之商稱爲脆性率 (Resilience)。

脆性率單位爲 公尺斤/平方公分。

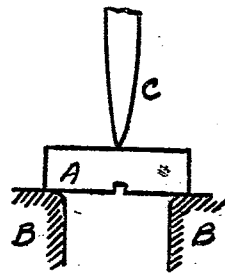


圖 339. 脆性試驗。

A. 材料. B. 支架. C. 斧頭。

脆性率愈大，材料愈不容易撞碎。

佛來蒙氏最大脆性率：

$$p = \frac{40}{0.7} = 57.$$

4 公尺 \times 10 公斤 = 40 公尺斤；斷面積 0.7 公分 \times 1 公分 = 0.7 平方公分。

例如極軟鋼脆性率約 = 41 公尺斤 / 平方公分，半硬鋼約 = 16。

硬度。試驗材料硬度 (Hardness) 的方法有多種。下列二種採用比較普遍。

1. 白呂納 (Brinell) 方法。將鋼球用壓力壓在材料表面上，於是材料表面發生凹迹。普通所用鋼球直徑為 10 公釐，壓力 P 為 3000 公斤或 500 公斤。凹進面積為 S 以平方公釐計。於是白呂納硬度 Δ ：

$$\Delta = \frac{P}{S}$$

2. 曉氏硬度鏡 (Shore's scleroscope)。用 2.592 克 (Gram 共合 40 Grains) 重的鋼錘，錘的下部為一硬尖點，自 255 公釐 (合 10 英寸) 高處下墜至材料平滑面。錘與面相碰，碰後仍行向上跳。跳的越高，硬度越大。

問 題

1. 解釋縱彈性係數，橫彈性係數，彈性限度，安全係數，硬度，變細，脆性率，工作應率等的意義。
2. 車重 1400 公斤，車行速率每小時 120 公里，灣路半徑 200 公尺。求 (一) 離心力、(二) 是否發生橫滑。
3. 力與矩力，面積與斷面係數，他們的分別在那裏？矩力與斷面係數有何功用？

4. 中空圓柱的旋徑與平均半徑那一種大?爲什麼?依據 Adamson 氏的經驗斷裂時應力何以比較開始變小時最大應力爲小?
5. 空心軸外直徑 80 公釐, 內直徑 72 公釐. 求該軸慣性矩力, 斷面係數, 旋徑.
6. 列舉製造汽車所必需的原料一百種.

第五十四章 鋼的化學成分

美國汽車工程協會 (S.A.E.) 用數字代表鋼的成分。第一位數字表示鋼的類別。例如“1——”代表炭鋼 (Carbon steel), “2——”代表鎳鋼 (Nickel steel), “3——”代表鎳鉻鋼 (Nickel chromium steel) 等。簡單的合金鋼, 第二位表示合金成分的百分數。至於第三位及第四位表示所含炭的小數以下數字或千分數。例如 2340 表示鎳鋼, 約含鎳 3%, 含炭 0.40%。又如 71360 表示鎢鋼, 含鎢 13%, 含炭 0.60%。

炭鋼.....	1——
平常炭鋼.....	10——
螺旋鋼.....	11——
錳螺旋鋼.....	X 13——
高含量錳鋼.....	T 13——
鎳鋼.....	2——
0.50%	20——
1.50%	21——
3.50%	23——
5.00%	25——
鎳鉻鋼	3——
1.25% 的鎳, 0.60% 的鉻	31——
1.75% 的鎳, 0.60% 的鉻	32——
3.50% 的鎳, 1.50% 的鉻	33——
3.00% 的鎳, 0.80% 的鉻	34——
抗銹及抗熱鋼	30——

螺 旋 鋼

S.A.E. 號數	含 炭 數	含 錳 數	磷最大含量	硫最大含量
1112	0.08-0.16	0.60-0.90	0.09-0.13	0.10-0.20
X 1112	0.08-0.16	0.60-0.90	0.09-0.13	0.20-0.30
1115	0.10-0.20	0.70-1.00	0.045 最大	0.075-0.15
1120	0.15-0.25	0.60-0.90	0.045 最大	0.075-0.15
X 1314	0.10-0.20	1.00-1.30	0.045 最大	0.075-0.15
X 1315	0.10-0.20	1.30-1.60	6.045 最大	0.075-0.15
X 1330	0.25-0.35	1.35-1.65	0.045 最大	0.075-0.15
X 1335	0.30-0.40	1.35-1.65	0.045 最大	0.075-0.15
X 1340	0.35-0.45	1.35-1.65	0.045 最大	0.075-0.15

錳 鋼

S.A.E. 號數	含 炭 數	含 錳 數	磷最大含量	硫最大含量
T 1330	0.23-0.30	1.60-1.90	0.040	0.050
T 1335	0.30-0.40	1.60-1.90	0.040	0.050
T 1340	0.35-0.45	1.60-1.90	0.040	0.050
T 1345	0.40-0.50	1.60-1.90	0.040	0.050
T 1350	0.45-0.55	1.60-1.90	0.040	0.050

鎳 鋼

S.A.E. 號數	含 炭 數	含 錳 數	磷最大含量	硫最大含量	含 鎳 數
2015	0.10-0.20	0.30-0.60	0.040	0.050	0.40-0.60
2115	0.10-0.20	0.30-0.60	0.040	0.050	1.25-1.75
2315	0.10-0.20	0.30-0.60	0.040	0.050	3.25-3.75
2320	0.15-0.25	0.30-0.60	0.040	0.050	3.25-3.75
2330	0.25-0.35	0.50-0.80	0.040	0.050	3.25-3.75
2335	0.30-0.40	0.50-0.80	0.040	0.050	3.25-3.75
2340	0.35-0.45	0.60-0.90	0.040	0.050	3.25-3.75
2345	0.40-0.50	0.60-0.90	0.040	0.050	3.25-3.75
2350	0.45-0.55	0.60-0.90	0.040	0.050	3.25-3.75
2515	0.10-0.20	0.30-0.60	0.040	0.050	4.75-5.25

鎳 鉻 鋼

S.A.E. 號數	合 炭 數	合 錳 數	磷最大含量	硫最大含量	鎳 合 量	鉻 合 量
3115	0.10-0.20	0.30-0.60	0.040	0.050	1.00-1.50	0.45-0.75
3120	0.15-0.25	0.30-0.60	0.040	0.050	1.00-1.50	0.45-0.75
3125	0.20-0.30	0.50-0.80	0.040	0.050	1.00-1.50	0.45-0.75
3130	0.25-0.35	0.50-0.80	0.040	0.050	1.00-1.50	0.45-0.75
3135	0.30-0.40	0.50-0.80	0.040	0.050	1.00-1.50	0.45-0.75
3140	0.35-0.45	0.60-0.90	0.040	0.050	1.00-1.50	0.45-0.75
X 3140	0.35-0.45	0.60-0.90	0.040	0.050	1.00-1.50	0.60-0.90
3145	0.40-0.50	0.60-0.90	0.040	0.050	1.00-1.50	0.45-0.75
3150	0.45-0.55	0.60-0.90	0.040	0.050	1.00-1.50	0.45-0.75
3215	0.10-0.20	0.30-0.60	0.040	0.050	1.50-2.00	0.90-1.25
3220	0.15-0.25	0.30-0.60	0.040	0.050	1.50-2.00	0.90-1.25
3230	0.25-0.35	0.30-0.60	0.040	0.050	1.50-2.00	0.90-1.25
3240	0.35-0.45	0.30-0.60	0.040	0.050	1.50-2.00	0.90-1.25
3245	0.40-0.50	0.30-0.60	0.040	0.050	1.50-2.00	0.90-1.25
3250	0.45-0.55	0.30-0.60	0.040	0.050	1.50-2.00	0.90-1.25
3312	最大 0.17	0.30-0.60	0.040	0.050	3.25-3.75	1.25-1.75
3325	0.20-0.30	0.30-0.60	0.040	0.050	3.25-3.75	1.25-1.75
3335	0.30-0.40	0.30-0.60	0.040	0.050	3.25-3.75	1.25-1.75
3340	0.35-0.45	0.30-0.60	0.040	0.050	3.25-3.75	1.25-1.75
3415	0.10-0.20	0.30-0.60	0.040	0.050	2.75-3.25	0.60-0.95
3435	0.30-0.40	0.30-0.60	0.040	0.050	2.75-3.25	0.60-0.95
3450	0.45-0.55	0.30-0.60	0.040	0.050	2.75-3.25	0.60-0.95

鉬 鋼

S.A.E. 號數	合 炭 數	合 錳 數	磷最大含量	硫最大含量	合 鉻 數	合 鎳 量	鉬 合 量
4130	0.25-0.35	0.50-0.80	0.040	0.050	0.50-0.80	0.15-0.25
X 4130	0.25-0.35	0.40-0.60	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15-0.25
4135	0.30-0.40	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15-0.25
4140	0.35-0.45	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15-0.25
4150	0.45-0.55	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15-0.25
4340	0.35-0.45	0.50-0.80	0.040	0.050	0.50-0.80	1.50-2.00	0.30-0.40
4345	0.40-0.50	0.50-0.80	0.040	0.050	0.50-0.80	1.50-2.00	0.15-0.25
4615	0.10-0.20	0.40-0.70	0.040	0.050	1.65-2.00	0.20-0.30
4620	0.15-0.25	0.40-0.70	0.040	0.050	1.65-2.00	0.20-0.30
4640	0.35-0.45	0.50-0.80	0.040	0.050	1.65-2.00	0.20-0.30
4815	0.10-0.20	0.40-0.60	0.040	0.050	3.25-3.75	0.20-0.30
4820	0.15-0.25	0.40-0.60	0.040	0.050	3.25-3.75	0.20-0.30

鉻 鋼

S.A.E. 號數	含 炭 數	含 錳 數	磷最大含量	硫最大含量	鉻最大含量
5120	0.15-0.25	0.30-0.60	0.040	0.050	0.60-0.90
5140	0.35-0.45	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10
5150	0.45-0.55	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10
52100	0.95-1.10	0.20-0.50	0.030	0.035	1.20-1.50

鉻 鈳 鋼

S.A.E. 號 數	含 炭 數	含 錳 數	磷 最大含量	硫 最大含量	含 鉻 數	鈳	
						最 小	最 大
6115	0.10-0.20	0.30-0.60	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15	0.18
6120	0.15-0.25	0.30-0.60	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15	0.18
6125	0.20-0.30	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15	0.18
6130	0.35-0.35	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15	0.18
6135	0.30-0.40	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15	0.18
6140	0.35-0.45	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15	0.18
6145	0.40-0.50	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15	0.18
6150	0.45-0.55	0.60-0.90	0.040	0.050	0.80-1.10	0.15	0.18
6195	0.90-1.05	0.20-0.45	0.030	0.035	0.80-1.10	0.15	0.18

鎢 鋼

S.A.E. 號數	含 炭 數	含 錳 數	磷最大含量	硫最大含量	含 鉻 數	含 鎢 量
71360	0.50-0.70	0.30	0.035	0.040	3.00-4.00	12.00-15.00
71660	0.50-0.70	0.30	0.035	0.040	3.00-4.00	15.00-18.00
7260	0.50-0.70	0.30	0.035	0.040	0.50-1.00	1.50-2.00

矽 錳 鋼

S.A.E. 號數	含 炭 數	含 錳 數	磷最大含量	硫最大含量	含 矽 數
9255	0.50-0.60	0.60-0.90	0.040	0.050	1.80-2.20
9260	0.55-0.65	0.60-0.90	0.040	0.050	1.80-2.20

抗 銹 抗 熱 合 金

S.A.E. 號 數	含 炭 數	錳		磷		含 鉻 數	含 鎳 數
		最大含量	矽 - 最大含量	最大含量	硫 - 最大含量		
30905	0.08	0.20-0.70	0.75	0.030	0.030	17.00-20.00	8.00-10.00
30915	0.09-0.20	0.20-0.70	0.75	0.030	0.030	17.00-20.00	8.00-10.00
51210	0.12	0.60	0.50	0.030	0.030	11.50-13.00
X 51410	0.12	0.60	0.50	0.030	0.15-0.50	13.00-15.00
51335	0.25-0.40	0.60	0.50	0.030	0.030	12.00-14.00
51510	0.12	0.60	0.50	0.030	0.030	14.00-16.00
51710	0.12	0.60	0.50	0.030	0.030	16.00-18.00

汽車用主要鋼特性 (法國)

名稱	熱處	機械特性			化學成分 %						
		破斷 效力	屈服 極限	伸縮 率 %	C 炭	Mn 錳	P 磷 最多	S 硫 最多	Si 矽	Ni 鎳	Cr 鉻
第一類 萊鋼											
表皮硬鋼	表面硬, 850°C 在水浸熱不還原	50 ± 5	≥ 28	20-22	< 0.15	< 0.50	0.040	0.04			
極軟鋼	900°C 再熱在空氣內浸熱	38 ± 4	24 ± 2	27	0.05-0.15	0.40	0.040	0.04			
軟鋼	875°C 再熱在靜空氣內冷卻	44 ± 4	26 ± 2	24	0.15-0.25	0.30-0.50	0.040	0.04			
半軟鋼	825°C 再熱在靜空氣內冷卻	50 ± 5	32 ± 2	20	0.25-0.40	0.30-0.50	0.040	0.04			
半硬鋼	800°C 再熱在靜空氣內冷卻	60 ± 5	34 ± 2	16	0.40-0.60	0.30	0.60	0.040	0.04		
硬鋼	780°C 再熱在冷卻	70 ± 5	40 ± 2	10	0.60-0.70	0.30-0.60	0.040	0.04			
極硬鋼	752°C 再熱在冷卻	> 75			0.70-1.20	0.30-0.35	0.040	0.04			
第二類 萊特種鋼											
表皮硬鋼	表皮硬 350°C 水內三浸熱不還原	60 ± 10	≥ 35	15-20	< 0.10	< 0.50	0.040	0.04		1.80-2.50	
6% 鎳鋼	850°C 浸熱不還原	120 ± 10	100 ± 10	8	0.07-0.20	0.35	0.040	0.04		4-7	
第三類 萊特種鋼											
表皮硬鋼	表皮硬 850°C 油內浸熱	≥ 85	≥ 70	12-12	< 0.12	< 0.50	0.040	0.040	0.09	2.50	0.60
半硬鋼	油內浸熱 600° 至 650°C 還原	≥ 85	≥ 75	12-13	0.28-0.35	0.40	0.040	0.040	0.25-0.30	2.50-2.80	0.70
硬鋼	油內浸熱 600° 至 650°C 還原	≥ 95	≥ 85	12-10	0.30-0.35	0.25	0.040	0.040	0.30	3-3.50	1-1.50
在空氣浸熱鋼	空氣內浸熱 900°C	≥ 165	≥ 140	5	0.25-0.40	0.40-0.60	0.040	0.040	0.20-0.40	3.50-5	1.10-2
20% 至 33% 鎳鋼	再熱至 900°C 熱水內浸熱	≥ 75	≥ 45	30-15	0.34-0.65	0.40	0.040	0.040	0.20-0.30	30-33	2-3
齒輪軟鋼	780°C 油內浸熱, 再熱至 250°C	≥ 165	≥ 145	4	0.40	0.40	0.040	0.04		2.60	0.70
第四類 砂特種鋼											
鉛鋼	油內浸熱在 900°C, 500° 還原	130 ± 10	90	6	0.45	0.50	0.040	0.04	1.80		
鉛鈣鋼	油內浸熱 875°C, 500° 還原	135	100	10	0.6						

問 題

1. 計畫汽車材料試驗室的：(一)化學部門設備，(二)機械部門設備。
2. 如何試驗(一)油漆的耐久性？(二)車身不漏水？(三)車內的通風？
3. 後軸管可用那幾種材料製造？他們的化學成分如何？
4. 化學成分的決定，依何根據？這些成分可否隨便加以增減？
5. S.A.E. 6135 是什麼鋼？化學成分各多少？螺柱，聯桿，驅動軸，齒輪等可否採用此鋼為材料？
6. 列表註明牙齒箱內各配件所用鋼料。

第五十五章 熱處理

熱處理(Heat treatment). 固體金屬(Metal)或合金(Alloy),在各種不同環境內,施用加熱或加冷手術,可以得到預定的條件或特性.

浸煉(Quenching). 將高熱金屬或合金浸入液體,氣體或固體內,將溫度迅速降低.

煉硬(Hardening). 低級合金在危險溫度附近,施用加熱及浸煉手術.

再煉(Annealing). 加熱後將溫度慢慢降低.這種再煉目的:

- (一) 調整應力,使之均純.
- (二) 變碎硬為柔韌.
- (三) 變更粗性,硬性,電磁性以及其他特性.
- (四) 使結晶結構更行細密.
- (五) 逐去氣體.
- (六) 達到預定性的微生結構(Microstructure).

全再煉(Full annealing). 合金加熱到危險溫度以上,經過相當時間之後,再行慢慢將溫度下降.

再煉溫度多在危險溫度以上約 100°F (55°C),每英寸斷面加熱時間至少在1小時以上.冷溫多存留爐內.倘在爐外亦應用煤介,使溫度不至迅速下降.

前進再煉(Process annealing). 在危險溫度之下.普通多用於鋼皮及鋼絲工業,溫度在 1020°F 至 1200°F 之間 (549°C 至 649°C).

正常煉 (Normalizing). 加熱到危險溫度以上, 然後用較迅速方法, 將溫度降低.

專利煉 (Patenting). 加熱到危險溫度以上, 然後在 700°F (370°C) 的空氣或鉛溶液內, 將溫度減低.

成球式 (Spheroidizing). 在危險溫度附近或稍低於危險溫度, 經長時間加熱後, 以比較慢的速率將溫度降低.

還原 (Tempering 或 Drawing). 經煉硬之後, 再行加熱到危險溫度之下, 用預定方法將溫度降低.

展靱煉 (Malleablizing). 展靱煉係屬再煉的一種, 用慢性冷卻, 將炭從鐵內取出.

石墨煉 (Graphitizing). 係屬再煉的一種, 將灰生鐵內的炭取出其一部或全部.

炭煉 (Carburizing). 將鐵合金與炭固體, 液體或氣體接觸, 加熱到溶化溫度以下, 使炭質浸入合金之內.

表皮硬 (Case hardening). 合金表皮的一部或全部, 用炭煉方法經過適當的熱處理將表皮煉硬.

表皮 (Case). 合金炭煉部份, 炭的成分繼續增加.

心子 (Core). 合金內部炭的成分並不增加.

衰煉 (Cyaniding). 合金表皮的一部或全部與衰養鹽 (Cyanide salt) 相接觸, 加熱到相當溫度後再繼以浸煉; 表皮即變硬.

氮煉 (Nitriding). 合金在氮 (Ammonia gas) 內或其他氮物體內, 加熱使合金表皮增加氮成分. 氮煉均在危險溫度之下, 合金表皮變硬, 並不經浸煉.

正常煉及再煉. 低級炭鋼 (Lower carbon steel) 經過正常煉之後, 在機器上工作可減少困難, 對炭煉或表皮煉不至發生變形或走動. 中級

炭鋼 (Medium carbon steel) 及高級炭鋼 (High carbon steel) 經過正常煉及再煉之後，成績最屬圓滿。

正常煉及再煉所需要的溫度視爐子 (Furnace) 的式樣各有不同。設計爐子為一專家部門。加熱加冷均須依照爐子的式樣，規定一定標準。

表皮煉。最新式表皮煉係在氣體及溶液內施行，所得成績並不低於封存箱子內老式固體煉法。

表皮部份經過炭煉之後，普通均再經過下列方法的一種：

- (一) 直接浸煉，
- (二) 在箱內將溫度逐漸減低。

第一法將機件在爐內或箱內取去，溫度降到炭煉溫度之下，加以浸煉。第二法並不經過浸煉，將機件在爐內或箱內或冷室內溫度逐漸減低。

採用兩種方法的後果，須視鋼的種類，炭煉的方法，爐子的式樣，以及所期望的物理條件而定。

於炭煉，衰煉之後，在商業上多將還原省略，但在完善的熱處理言，還原仍應舉行。

表皮煉箱內所用固體為木炭，動物骨，衰化物，硝酸鹽以及牛皮灰等。

表皮煉的溫度普通為 1800°F (980°C) 或橘紅熱。各部所受溫度必須均純。加熱時間視表皮厚度，及機件的大小而定。表皮煉成顏色應為白色或深藍色。如屬紅色，為裝箱或封箱不完善的明證。

鋼鐵到達 1300°F (705°C) 時開始吸收炭氣，最初在外層 (即表皮)，逐漸進入內部。如充分吸收，在 1300°F (705°C) 為 0.50%；1650°F (898°C) 時為 1.5%；2000°F (1093°C) 時為 2.50%。吸收炭條件應在靜止及均純狀態內，內部吸收炭量少於外部，所以表皮變硬。

例如吾人若取 15 公釐直徑的軟鋼 (Mild steel) 兩段，各加熱六小時，第一段溫度為 1300°F，第二段為 2000°F。於是第一段表皮硬厚度為 0.8 公釐含炭 0.50%，第二段表皮厚度為 1.8 公釐，含炭 0.80%。所以溫度愈高，表皮越硬，所得結果越優良。

倘溫度繼續增加，例如到 1300°C 及 1500°C (白熱及亮白熱)，則表皮硬部份容易破碎，且韌性亦全部消失。

表皮煉的混合固體，成分頗多出入。有用 11 磅苛性鉀 (Prussiate of potash)，30 磅蘇打 (Sal of soda)，20 磅粗鹽 (Coarse salt)，6 斗 (Bushels) 炭粉 (最好胡桃炭粉)，與 7 加倫半水攪合和成醬糊狀，表皮硬機件放在箱中心，離箱壁用混和固體至少隔開 2 英寸。巨大機件加熱到 14 小時。輕小機件有祇須加熱到 2½ 至 3 小時。

危險溫度。 鋼鐵加熱以致內部結構發生變動時的溫度，稱為危險溫度 (Critical points)。這溫度隨着鋼鐵所含炭的多寡而有不同。含炭量越大，需要發生內部變動的溫度越低。換言之，高級炭鋼的危險溫度較低級炭鋼為低。普通含炭鋼有二種危險速率，一種稱下降點 (Decalescence point)，一種稱上升點 (Recalescence point)。

鋼鐵加熱或冷卻到下降點或上升點時，內部即發生化學變化。在普通溫度鋼鐵所含鋼為珠形，加熱到相當溫度之後變成膠黏形，硬度增加。鋼鐵加熱溫度上升，迨到達內部分子發生變動的頃刻，此時鋼鐵所吸收熱量特別多，所以溫度反而下降。鋼鐵自高溫冷卻，到

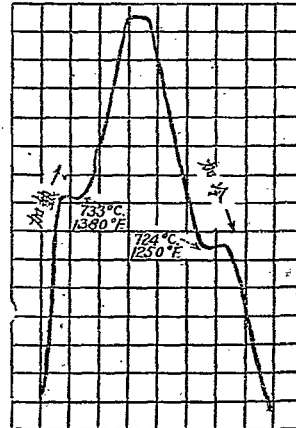


圖 340. 鋼之下降點及上升點

達內部起變化,此時發生額外熱量,所以溫度較周圍為高,稱為上升點。
圖 340 表示此種溫度的升降狀態。

S. A. E. 美國汽車工程協會所規定各種鋼鐵的用途及熱處理,及非鐵金屬(Non-ferrous metal)如軸承金屬(Bearing metal),鋁合金(Aluminum alloys),銅,黃銅,紫銅合金,以及鋅合金(Zinc alloy)等的程式(Specifications)均可參考該會手冊(S. A. E. Handbook)。該書每年

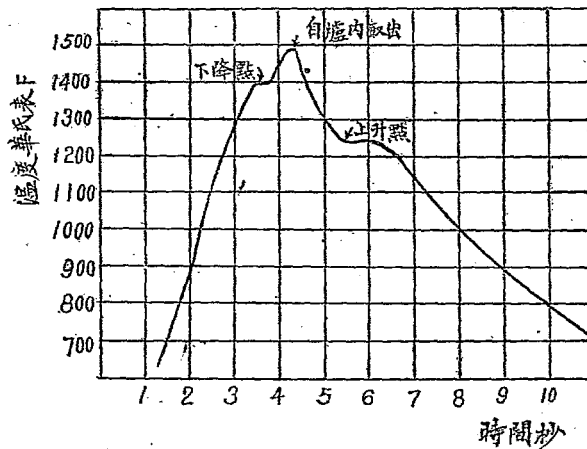


圖 341. 1% 碳鋼危險溫度,加熱時間和溫度圖解

出版一次,非特對汽車所用材料有詳盡的紀載,與汽車設計有關的各種資料,搜羅亦至為豐富。中國汽車界倘能將該書譯成中文,當不失為中國汽車工業研究史上重要的文獻。

問 題

1. 關於熱處理設備,是否專家的工作? 英美各國有無這種專門公司,代為設計?

2. 高溫度熱源有幾種?那種最好?

3. 八隻汽缸發動機,每汽缸燃燒室容量 94 立方公分.爆炸時最大壓力 35 公斤/平方公分.經等溫膨脹後,每汽缸容量增到 582.8 立方公分.活塞行程 96 公釐;聯桿長等於行程 1.8 倍.往返機件重 600 克.求

(一) 容量壓縮率,

(二) 行程容量,

(三) 發動機容量以剎計算,

(四) 曲軸旋轉 3000 R. P. M. 的時候,發動機所需理論混合氣體以立方公尺計算,

(五) 膨脹終了時壓力,

(六) 發動機旋轉 3000 R. P. M. 的時候,活塞最大速率.

(七) 活塞最大慣性力,

(八) 聯桿大頭頭蓋的厚,已知桿頭的長為 36 公釐,許可工作應力 $t = 10$ 公斤/平方公釐.

4. 方向盤直徑 50 公分.駕駛者用雙手轉動每手用力 8 公斤.方向箱比速 20:1,順效率 $E = 75\%$,逆效率 $R = 70\%$.求

(a) 駕駛轉動矩力(Torque),

(b) 撞擊轉動矩力,

(c) 垂桿臂軸直徑,已知軸的工作應力 $t = 18$ 公斤/平方公釐.

5. 申論敲炸(Detonation)發生的原因和補救的方法.

6. 用公式研究下列各問題:

(a) 燃燒室%數與壓縮率之關係.

(b) 汽車內乘客所感覺的振動,與非懸掛部份重量的關係.

(c) 活塞速率 = 0 時,何以加速率為最大?

(d) 發動機制動馬力(B. H. P.),每分鐘旋轉數(R. P. M.),平均

有效壓力 (M. E. P.) 互相變動的比例是否相等? 那一種變的最快?

(e) 汽車重心越低, 使用制動時車輛後部向前跳壓動作, 或轉灣時向外傾覆趨勢, 為何均行減小?

第五十六章 金屬粉

金屬粉(Metal powder)或粉冶金(Powder metallurgy)製造配件技術,近年來在工業上佔着重要地位.金屬粉可以用機器,用球銹床(Ball mills),養化粉,化學沉澱,電溶分解等方法製成.用壓力及熱處理將金屬粉製造成品的方法可分三種:

(a) 用冷壓,壓成各種形狀.

(b) 用成粉末的結合法(Sintering),使金屬粉或數種金屬粉的混合物先冷壓,隨着用加熱在鎔解點以下壓結為成品.

(c) 壓力及結合(Sintering)法彼此互用.

第一種方法用者頗少,第二種為現在最通行的方法.此法將一種或數種混合金屬粉先在鋼模(Steel die)內壓緊,壓力每平方公分自 150 公斤至 12400 公斤,合每平方英寸 1 噸至 80 噸;壓成品在適當的爐內經過熱處理,並設法保護粉的養化作用.用此法製成產品,係屬多孔(Porous),亦稱透氣或通氣.軸承,汽門導管,濾油器等利用多孔部份存留潤油所以用此法製造最為適宜.

製造不透氣(Non-porous)配件,應用第三方法.惟此法需要高壓及高熱,設備較困難,需時亦較久.

壓凝金屬粉所用的熱均係電熱,用誘導或用直接電流.製造機器所發生的壓力多自 4.5 噸到 15.5 噸/平方公分,每分鐘可生產 150 件.由結合法製成後,為糾正變形,最後再施用壓力一次,成品擔保尺度的出入在 0.001 英寸(0.0245 公釐)以內.

粉冶金之優點計有多種：

- (a) 用其他方法不能得到的結構，用粉冶金可以做到。
- (b) 可使各種金屬，尤以金屬與非金屬 (Non-metal) 相結合。
- (c) 鎔解點高的金屬，如鉬 (molybdenum) 及鉭 (Tantalum)，可用粉冶金術製成皮 (Sheet) 及絲 (Wire)。
- (d) 形狀複雜配件，容易製造。
- (e) 這種生產方法，所用機器工作，可以減到最低限度，因之成本低下。
- (f) 可以得到高度純潔 (High purity) 成品。

汽車工業為促進粉冶金技術及製成多種粉成品的主要因素。汽車工業裏由硬合金機器工具到鑄鐵制鼓 (Brake drum) 均已採用粉金屬。

硬合金工具。 粉冶金最重要的一種應用，為製造硬炭化 (Cemented carbide) 高速割切工具 (Cutting tools)。這種非常硬的工具用鈾 (Tantalum) 鈹 (Columbium)，鉬 (molybdenum) 非金屬炭化物與富於展薄性金屬 (Ductile metals) 鎳及鈷 (Cobalt) 相壓合，使炭化物脆性 (Brittleness) 減低。這種新材料非常堅硬，對碰擊 (Shock) 發生高度的抵抗。

硬炭化物工具，因鈾的鎔解點極高，壓合結果又非常堅硬，非一般機器所能照式樣製造，所以唯一方法，祇能用粉冶金製造。尖端用炭化物的割切工具，對於大量製造汽車配件，幫助很大，因為這工具比較普通高速工具鋼所製的，壽命要多三百倍。

最近發展，應用金鋼鑽 (Diamond) 粉或硼化合物 (Borides) 粉與鎳或青銅 (Bronze) 相結合，可以製成超級硬 (Super-hard) 割切工具。這工具在工程上已證明具有無限巨大的價值。金鋼鑽粉在這方面的應用，前途發展實無限量。

製造剎車來令 (Braking lining)，克拉子來令 (Clutch lining)，發電

機炭刷(Dynamo brushes)等與製造硬炭化合物工具同一原理，以金屬條或銅絲等，埋入纖維或石墨內，用模壓成。

通氣軸承合金。粉冶金的第二種最重要的應用是製造青銅軸承。銅、錫、及石墨等粉所混合，製成軸承，非常透氣亦稱通氣(Porous)，百分之四十的軸承體積可收藏機油(Lubricant)。應用時，軸承含有充分機油，對機油消耗量，亦極經濟，因為溫度增，軸承內新鮮機油繼續不斷向表面流送，溫度降低，機油復被收藏到軸承之內。

與澆鉛(Babbitt)軸承相比較，下面是通氣金屬軸承(Porous metal bearing)的優點：

- (1) 沒有潤滑油所遇見的那些困難。
- (2) 沒有翻砂或鑄造軸承的缺點。
- (3) 裝置容易而經濟。
- (4) 動作安靜，成本低廉。
- (5) 尺寸的準確程度為 0.0001 英寸。
- (6) 潤油經軸承濾淨，塵埃不致進入軸身。
- (7) 軸承消耗機油如汽車水邦浦，可以控制使每行 1600 公里，少於 1 立方公分。

因為有上述各種優點，所以通氣金屬軸承的應用很廣，在最近的將來，希望能代替全部翻砂或鑄造的軸承。汽車工業方面論，美國一輛汽車，要用近百個的通氣青銅軸承，例如鋼板掛鉤(Spring Shackle)軸承，方向齒輪(Steering gear)軸承，水邦浦軸承，發電機軸承，及克拉子開關軸承(Clutch pilot bearing)。

銅鉛軸承合金為新近軸承生產上的一大進步。鑄造銅鉛合金，含 30% 以上的鉛，就要發生困難，惟有以粉冶金為媒介，此種合金軸承，始克製成。下面一層銅粉，上面一層銅鉛粉，含鉛 40 至 45%，在 700°C

至 800°C 間，在氫內壓合，成績最佳。

不加合金，由鐵粉用結合 (Compacting) 及壓合 (Sintering) 所製成通氣鐵軸承，強度高，不易蝕損 (Wearing)。惟對腐蝕 (Corrosion) 很少抵抗，將來加入相當合金後，此種缺點或可稍減。

自動伸直 (Self-aligning) 球軸承及通氣球軸承圈 (Retainers)，因其有自動潤滑特性，故在汽車工業上已經大量採用。

鐵粉齒輪。 美國通用公司 (General Motors Corporation) 所生產的汽車已採用鐵粉製齒輪。鐵粉製齒輪，不需要再經過機器工作，製造成本，較翻砂齒輪便宜 33%。這種齒輪若妥為監製，實較翻砂齒輪為優，而且具通氣潤滑之佳。通用公司宣佈此種齒輪物理性能：

伸拉強度 25,000 磅/平方英寸 (合 1750 公斤/平方公分)。

壓縮強度 120,000 磅/平方英寸 (合 8400 公斤/平方公分)。

Rockwell 硬度 B.30。

美國車身工業，現在用鐵粉和炭粉的混合壓合成用具 (Furniture)，這些用具配件，可以壓合成正確尺寸和形狀，不用再經機器工作。

電氣零件及焊條。 現在汽車上大部份電氣零件 (Electrical components)，均用粉冶金方法製造。例如高鎔解點材料如鎢和傳導體如銅及銀的壓合，以及整流圈 (Commutator segments) 轉動子 (Rotor) 接觸電極 (Contact points) 和火星塞等，均用此法所製。

很多汽車零件均用電焊，粉冶金所製成的焊條 (Welding rod)，對焊的工作效率更大。從前電焊時，要另外加一種焊劑，手續不方便，現在將作為焊劑的金屬粉，用粉冶金方法，直接壓在焊條的外部，既方便，而收效宏大。

其他用途。 除上述各種應用而外，金屬粉的發展方向可能用通氣面代替汽車克拉子來今。用銅粉壓在鋼底片上再加熱處理使之結合。如

是製成的克拉子片壽命較長，功用復優於來今片，且其設計可適合於一定程式的摩擦。

雪佛蘭 (Chevrolet) 車用鋼碎末粉以熱壓法製造剎車鼓 (Brake drum)，成績比普通剎車鼓為佳。通用公司利用製螺絲所產生的鋼末粉製成軸承套 (Bearing sleeve)，成績亦佳，出品快而價格廉。

汽車工業所用粉冶金的產品範圍不斷擴大。通用公司所屬的 Moraine Products Division，克雷斯 (Chrysler) 公司所屬的 Amplex Division 等廠均用粉冶金製造瓦司襯墊 (Thrust washer)，風扇軸承 (Fan bearing)，機油邦浦齒輪 (Oil pump gear)，槓桿 (Levers)，橫桿 (Cross head)，凸輪 (Cam)，自動條紋提高機螺帽 (Automotive splined jack nuts)，旋徑式齒輪 (Gyrator gear sets) 軸承圈 (Bearing retainers) 以及飛機儀器零件，發動機裝放機件，螺旋槳零件等。活塞環 (Piston ring) 新近亦採用金屬粉大量生產。

問 題

1. 根據 Goodrich 公司的調查，現在每輛汽車有三百餘處零件係屬橡皮製成。你能列舉 50 種橡皮製零件嗎？
2. 汽車上那些部分可用塑體製造？塑體有何種優點？
3. 金屬粉如何製成？那些零件宜用金屬粉製造？金屬粉有那些優點？
4. 汽車工業能夠大量消耗材料。每輛汽車需用鋼鐵，橡皮，鋁，生鐵，鉛，銅，油漆，玻璃等各若干公斤，你能製成一表加以比較嗎？
5. 製造汽車材料，那幾種中國缺少必需進口？那幾種有多餘可以出口？對缺少材料有何補救辦法？
6. 你能想出那幾種新的材料，將來可能用在汽車製造方面？

附 錄

附錄一 本書常用字母所代表的意義

- a = 面積 (Area).
 a = 加速率 (Acceleration).
 a = 附着力係數 (Adhesion factor 或 coefficient of adhesion).
 A = 附着力 (Adhesion).
 b = 寬或厚 (Width).
 B = 制動力 (Braking effort).
 c = 齒距或齒節 (Circular pitch).
 d = 直徑 (Diameter).
 D = 外直徑 (Diameter exterior).
 E = 效率 (Efficiency).
 E_m = 機械效率 (Mechanical efficiency).
 E_t = 熱效率 (Thermal efficiency).
 E_v = 容量效率或充滿率 (Volumetric efficiency).
 E = 彈性係數 (Coefficient of elasticity 或 elastic modulus).
 E = 動能 (Kinetic energy).
 f = 工作應力或許可應力 (Working stress 或 allowable stress).
 f = 摩擦係數 (Coefficient of rolling friction).
 F = 力 (Force).
 F_t = 切力 (Tangential force).

g_s = 地心吸力加速率 (Acceleration of center of gravity)

$$= 9.81 \text{ 公尺/秒/秒} = 32.2 \text{ 英尺/秒/秒}.$$

G = 剪割係數 (Coefficient of rigidity) = $0.3E$.

h = 高 (Height).

H = 高 (Height).

I = 慣性矩力 (Moment of inertia).

$I_p = I_0$ = 極慣性矩力 (Moment of inertia polar).

K = 係數 (Coefficient).

l = 長 (Length).

L = 長 (Length).

m = 質量 (Mass).

M = 矩力 (Moment).

M_b = 彎曲矩力 (Bending moment).

n = 汽缸數 (Number of cylinder).

N = 發動機每分鐘旋轉數 (Revolution per minute).

p = 壓力 (Pressure).

P = 工率 (Power).

Q = 轉動矩力 (Torque).

r = 半徑 (Radius).

R = 阻力或前進阻力 (Resistance).

R_g = 旋徑 (Radius of gyration).

s = 面積 (Surface).

T = 前進阻力 (Tractive effort).

v = 速率 (Velocity) 多用公尺/秒計.

v = 容量 (Volume).

V = 速率 (Velocity) 多用公尺/時計。

w = 工作 (Work)。

w = 重量 (Weight)。

W = 重量 (Weight)。

y = 齒輪比速 (Gear ratio)。

Z = 斷面係數 (Section of modulus)。

α = 角度 (讀 Alpha)。

β = 角度 (讀 Beta)。

γ = 角度 (讀 Gamma)。

$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{\text{等壓比熱}}{\text{等容比熱}} = 1.3 \text{ 至 } 1.4$ 。

θ = 角度 (讀 Theta)。

μ = 摩擦係數 (Coefficient of friction) (讀 Mu)。

$\pi = 3.1416$ (讀 Pi)。

ρ = 壓縮率 (Compression ratio) (讀 Rho)。

φ 或 ϕ = 角度 (讀 Phi)。

Φ = 彎曲距 (Deflection)。

ω = 角速率 = $\frac{2\pi N}{60}$ (讀 Omega)。

B.D.C. = 低死點 (Bottom dead center)。

B.H.P. = 制動馬力 (Brake horse power)。

I.H.P. = 表示馬力 (Indicated horse power)。

M.E.P. = 平均有效壓力 (Mean effective pressure)。

M.P.H. = 每小時英里數 (Miles per hour)。

R.P.M. = 每分鐘轉數 (Revolution per minute)。

S.A.E. = 美國汽車工程協會 (Society of Automotive Engineering)。

T.D.C. = 高死點 (Top dead center)。

附錄二 小汽車內若干數字的演變

	1925	1940	1955
1. 壓縮率 ρ	5.5	6.5	8
2. 制動馬力 B.H.P.	50	100	200
3. R.P.M.	3000	4000	5000
4. 制動平均有效壓力 B.M.E.P. (公斤/平方公分).....	5	10	15
5. 汽缸口徑(公釐).....	100	80	60
6. 轉動矩力(公尺斤).....	20	30	40
7. 活塞部份往返機件重量(公斤).....	1.6	0.8	0.4
8. 汽門部份往返機件重量(公斤).....	0.6	0.2	0.07
9. 克拉子來令壓力(公斤/平方公分).....	1	2	4
10. 剎車來令壓力(公斤/平方公分).....	5	10	15
11. 速率箱排檔數	4	3	2
12. 方向比速	1 : 12	1 : 22	1 : 32
13. 輪胎尺寸(胎寬 × 胎內直徑英寸計)...	3.00 × 19	6.00 × 16	9.00 × 13
14. 輪胎壽命(公里).....	40000	100000	160000
15. 輪胎氣壓(公斤/平方公分).....	.3	1	0.3
16. 每加倫汽油能行公里數	20	40	80
17. 車行速率公里/時.....	50	100	200
18. 車重(公斤).....	1000	1000	500
19. 車身與底盤重量之比	50 : 50	46 : 54	37 : 70
20. 車行區域	陸上行車	陸上行車	陸空行車

附錄三 π 的數值

$$\pi = 3.1415926536. \quad \pi^2 = 9.86960.$$

$$\log \pi = 0.49714987. \quad \pi^3 = 31.00627.$$

$$\frac{\pi}{2} = 1.57079. \quad \frac{1}{\pi} = 0.31831.$$

$$\frac{\pi}{3} = 1.04719. \quad \frac{1}{\pi^2} = 0.10132.$$

$$\frac{\pi}{4} = 0.78539. \quad \frac{1}{\pi^3} = 0.03225.$$

$$\frac{\pi}{6} = 0.52359. \quad \sqrt{\pi} = 1.77245.$$

$$\frac{\pi}{7} = 0.44879. \quad \sqrt[3]{\pi} = 1.46459.$$

$$\frac{\pi}{12} = 0.26179. \quad \frac{1}{\sqrt{\pi}} = 0.56419.$$

$$\frac{\pi}{16} = 0.19635. \quad \frac{1}{\sqrt[3]{\pi}} = 0.68278.$$

$$\frac{\pi}{24} = 0.13089.$$

$$\frac{\pi}{32} = 0.09817.$$

$$\frac{\pi}{64} = 0.04908.$$

$$\frac{\pi}{180} = 0.01745.$$

附 錄 四 美 螺 線 標 準

號碼或 尺寸	基本外徑	每 英 寸 螺 線 數						號碼或 尺寸
		粗 牙	細 牙	最細牙	8 牙級	12 牙級	16 牙級	
0	0.0600	80	0
1	0.0730	64	72	1
2	0.0860	56	64	2
3	0.0990	48	56	3
4	0.1120	40	48	4
5	0.1250	40	44	5
6	0.1380	32	40	6
8	0.1640	32	36	8
10	0.1900	24	32	10
12	0.2160	24	28	12
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	28	32	$\frac{1}{4}$
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	24	32	$\frac{5}{16}$
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	24	32	$\frac{3}{8}$
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	20	28	$\frac{7}{16}$
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	20	28	12	$\frac{1}{2}$
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	18	24	12	$\frac{9}{16}$
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	18	24	12	$\frac{5}{8}$
$\frac{11}{16}$	0.6875	12	$\frac{11}{16}$
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	16	20	12	16	$\frac{3}{4}$
$\frac{13}{16}$	0.8125	12	16	$\frac{13}{16}$
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	14	20	12	16	$\frac{7}{8}$
$\frac{15}{16}$	0.9375	12	16	$\frac{15}{16}$
1	1.0000	8	14	20	8	12	16	1
$\frac{11}{16}$	1.0625	12	16	$\frac{11}{16}$
$\frac{11}{8}$	1.1250	7	12	18	8	12	16	$\frac{11}{8}$
$\frac{13}{16}$	1.1875	12	16	$\frac{13}{16}$
$\frac{11}{4}$	1.2500	7	12	18	8	12	16	$\frac{11}{4}$
$\frac{15}{16}$	1.3125	12	16	$\frac{15}{16}$
$\frac{13}{8}$	1.3750	6	12	18	8	12	16	$\frac{13}{8}$
$\frac{17}{16}$	1.4375	12	16	$\frac{17}{16}$
$\frac{1}{2}$	1.5000	6	12	18	8	12	16	$\frac{1}{2}$
$\frac{19}{16}$	1.5625	16	$\frac{19}{16}$
$\frac{15}{8}$	1.6250	8	12	16	$\frac{15}{8}$
$\frac{11}{16}$	1.6875	16	$\frac{11}{16}$
$\frac{13}{4}$	1.7500	5	16	8	12	16	$\frac{13}{4}$
$\frac{113}{16}$	1.8125	16	$\frac{113}{16}$
$\frac{17}{8}$	1.8750	8	12	16	$\frac{17}{8}$
$\frac{15}{8}$	1.9375	16	$\frac{15}{8}$
2	2.0000	$4\frac{1}{2}$	16	8	12	16	2
$\frac{21}{16}$	2.0625	16	$\frac{21}{16}$
$\frac{21}{8}$	2.1250	8	12	16	$\frac{21}{8}$
$\frac{23}{16}$	2.1875	16	$\frac{23}{16}$
$\frac{21}{4}$	2.2500	$4\frac{1}{2}$	16	8	12	16	$\frac{21}{4}$
$\frac{25}{16}$	2.3125	16	$\frac{25}{16}$
$\frac{23}{8}$	2.3750	12	16	$\frac{23}{8}$
$\frac{27}{16}$	2.4375	16	$\frac{27}{16}$
$\frac{21}{2}$	2.5000	4	16	2	12	16	$\frac{21}{2}$

附錄五 英國細牙標準

外 直 徑	螺 線 數	螺 深	內 直 徑	內直徑斷面積
英 吋	每 英 吋	英 吋	英 吋	平 方 英 吋
$1/4$	26	0.02465	0.2007	0.0316
$9/32$	26	0.02465	0.2320	0.0423
$5/16$	22	0.02910	0.2543	0.0508
$3/8$	20	0.03200	0.3110	0.0760
$7/16$	18	0.03555	0.3664	0.1054
$1/2$	16	0.04000	0.4200	0.1385
$9/16$	16	0.04000	0.4825	0.1828
$5/8$	14	0.04575	0.5335	0.2235
$11/16$	14	0.04575	0.5960	0.2790
$3/4$	12	0.05335	0.6433	0.3250
$13/16$	12	0.05335	0.7058	0.3913
$7/8$	11	0.05820	0.7586	0.4520
$15/16$	11	0.05820	0.8211	0.5295
1	10	0.06405	0.8719	0.5971
$1 1/8$	9	0.07115	0.9827	0.7585
$1 1/4$	9	0.07115	1.1077	0.9637
$1 3/8$	8	0.08005	1.2149	1.1593
$1 1/2$	8	0.08005	1.3399	1.4100
$1 5/8$	8	0.08005	1.4649	1.6854
$1 3/4$	7	0.09150	1.5670	1.9285
$1 7/8$	7	0.09150	1.6920	2.2485
2	7	0.09150	1.8170	2.5930
$2 1/8$	7	0.09150	1.9420	2.9620
$2 1/4$	6	0.10670	2.0366	3.2576
$2 3/8$	6	0.10670	2.1616	3.6698
$2 1/2$	6	0.10670	2.2866	4.1065
$2 5/8$	6	0.10670	2.4116	4.5677
$2 3/4$	6	0.10670	2.5366	5.0535
$2 7/8$	6	0.10670	2.6616	5.5639
3	5	0.12805	2.7439	5.9133

附錄六 魏氏 (Whit worth) 螺絲

外直徑	螺絲數	內 直 徑	內 直 徑 斷 面 積	螺 柱 頭 寬		螺 柱 頭 最 大 對 角
				最 小	最 大	
英 吋	每英吋	英 吋	平 方 英 吋	英 吋	英 吋	英 吋
$\frac{1}{4}$	20	0.1860	0.0272	0.520	0.526	0.61
$\frac{5}{16}$	18	0.2414	0.0458	0.595	0.600	0.69
$\frac{3}{8}$	16	0.2950	0.0683	0.705	0.710	0.82
$\frac{7}{16}$	14	0.3460	0.0940	0.815	0.820	0.95
$\frac{1}{2}$	12	0.3933	0.1215	0.915	0.920	1.06
$\frac{9}{16}$	12	0.4558	0.1632	1.002	1.010	1.17
$\frac{5}{8}$	11	0.5086	0.2032	1.092	1.100	1.27
$\frac{11}{16}$	11	0.5711	0.2562	1.192	1.200	1.39
$\frac{3}{4}$	10	0.6219	0.3038	1.292	1.300	1.50
$\frac{13}{16}$	10	0.6844	0.3679	1.382	1.390	1.61
$\frac{7}{8}$	9	0.7327	0.4216	1.472	1.480	1.71
1	8	0.8399	0.5540	1.662	1.670	1.93

附錄七 材料重量及強度

材料名稱	每立方 英寸重	平方英寸磅強度						彈 性 係 數	
		最 大 強 度			彈 限			縱	橫
		伸長	壓縮	剪割	伸長	壓縮	剪割		
生鐵	0.260	20,000	90,000	18,000	6,000	20,000	8,000	17 × 10 ⁶	6.3 × 10 ⁶
熟鐵	0.278	50,000	50,000	40,000	30,000	30,000	20,000	29 × 10 ⁶	10.5 × 10 ⁶
鑄鋼	0.284	34,000	34,000	20,000	30 × 10 ⁶	15 × 10 ⁶
錳鐵	0.260	35,000	18,000
軟鐵	0.260	50,000	25,000
鋼 0.25% 碳	0.284	65,000	65,000	50,000	42,000	38,000	31 × 10 ⁶	13 × 10 ⁶
鋼 0.5% 碳	0.284	78,000	78,000	56,000	47,000	49,000	”
鋼 1.5% 錳	0.284	145,000	100,000	”
鋼 3% 錳	0.284	100,000	60,000	”
鋼 3% 錳 鎳	0.284	155,000	120,000	”
鋼 3% 錳 鉻	0.284	246,000	200,000	”
鋼 0.15% 碳 鉻	0.284	110,000	67,000	”
鋼 0.2% 碳 鉻	0.284	110,000	67,000	”
鋼 0.5% 錳 鉻	0.284	180,000	145,000	”
鋼板	0.284	170,000	150,000	”
錳鋼	0.311	21,000	58,000	15 × 10 ⁶	5.6 × 10 ⁶
壓鋼	0.318	31,000	58,000	”	”
鎢鋼	0.307	30,000	6,200	4,150	13.5 × 10 ⁶
鎢鋼	0.315	58,000	43,000	19,700	14,500	14 × 10 ⁶	5.25 × 10 ⁶
鉛皮	0.412	2,500	7,000	1,500	2.5 × 10 ⁶
錫	0.267	4,700
鋅	0.093	20,000
鋅	0.097	25,000
硬鋅	0.097	44,800	24,600
錳	0.063
錳	0.260	15,700
機木	0.027	15,700
櫻木	0.027	12,100
松木	0.020	11,400
橡木	0.030	15,700

	線膨脹係數	每平方公分通過小卡數 -
鑄鐵	10.2 × 10 ⁻⁶	0.111
鋁	25.5 × 10 ⁻⁶	0.500
硬鋁	0.310
錳	25.4 × 10 ⁻⁶	0.376
鋼	11.6 × 10 ⁻⁶	

附錄八 鋼板特性

鋼板 A.

	長 L	寬 b	厚 t
第一片	50''	3''	0.25''
第二片	50''	3''	0.25''
第三片	42''	3''	0.25''
第四片	32''	3''	0.25''
第五片	22''	3''	0.25''
第六片	12''	3''	0.25''
第七片	10''	3''	0.25''
第八片	8''	3''	0.25''

全鋼板重量 $226'' \times 3 \times 0.25 \times 0.284 = 48.25$ 磅.

鋼板 B.

第一片	36''	2''	0.25''
第二片	36''	2''	0.25''
第三片	30''	2''	0.25''
第四片	24''	2''	0.25''
第五片	18''	2''	0.25''

$144'' \times 2 \times 0.25 \times 0.284 = 20.45$ 磅.

鋼板 C.

第一片	40''	2.5''	5''/16
第二片	34''	2.5''	5''/16
第三片	28''	2.5''	5''/16
第四片	22''	2.5''	5''/16
第五片	16''	2.5''	5''/16
第六片	10''	2.5''	5''/16

$150'' \times 2.5 \times 0.3125 \times 0.284 = 33.23$ 磅.

(A)

W	w 磅	d''	E 呎磅	E/w	f 噸/平方吋
400	48.25	1.41	23.5	0.487	9
600	48.25	2.12	53.0	1.1	13.5
850	48.25	3.0	106.25	2.2	19.1
1050	48.25	3.7	162.00	3.36	23.65
1250	48.25	4.41	230.00	4.76	28.1

(B)

W	w 磅	d''	E 呎磅	E/w	f 噸/平方吋
100	20.45	0.31	1.29	0.063	3.86
200	20.45	0.62	5.17	0.252	7.72
400	20.45	1.24	20.65	1.01	15.45
500	20.45	1.55	32.30	1.58	19.20
600	20.45	1.86	46.50	2.27	23.10

(C)

W	w 磅	d''	E 呎磅	E/w	f 噸/平方吋
200	33.23	0.291	2.425	0.073	3.66
500	33.23	0.728	15.16	0.456	9.15
800	33.23	1.164	38.80	1.16	14.65
1200	33.23	1.745	87.20	2.62	22.00
1500	33.23	2.180	136.20	4.1	27.50

E/w	f^2	f
$0.5 \times 166.5 =$	83.3	9.13
1.0	166.5	12.90
1.5	250.0	15.81
2.0	333	18.24
2.5	416	20.39
3.0	500	22.36
3.5	583	24.14
4.0	666	25.80
4.5	750	27.38

 W = 鋼板負荷以磅計, w = 鋼板本身重量以磅計, d = 彎曲距以英寸計, E = 能力以尺磅計, f = 工作應力以噸/平方吋計.

附 錄 九 移 動 摩 擦 係 數

壓力(磅/平方英寸)	熟鐵與熟鐵	生鐵與熟鐵	銅與生鐵	銅與生鐵
125	0.140	0.174	0.166	0.157
185	0.250	0.275	0.300	0.225
226	0.271	0.292	0.166	0.219
260	0.285	0.321	0.300	0.214
298	0.297	0.329	0.333	0.211
336	0.312	0.333	0.340	0.215
370	0.350	0.351	0.344	0.206
385	0.376	0.363	0.347	0.205
448	0.395	0.365	0.351	0.208
485	0.403	0.366	0.353	0.221
523	0.409	0.366	0.354	0.223
560	面積受着傷痕	0.367	0.356	0.233
600	, ,	0.367	0.357	0.234
630	, ,	0.367	0.358	0.235
672	, ,	0.367	0.359	0.233
710	, ,	0.434	0.367	0.234
785	, ,	傷痕	0.403	0.23%
830	, ,	, ,	傷痕	0.273

附錄十 滾動摩擦係數 f

接觸面	滾動摩擦係數 f	備 考
木 與 木	0.06	
金屬與金屬	0.005	
鋼輪與鋼軌	0.242	……低速率
	0.088	……10 公里/時
	0.065	……55 公里/時
	0.027	……95 公里/時
汽 車	0.006	……平滑花崗石路
	0.010	……柏油路
	0.015	……良好方石塊路或木塊路
	0.020	……普通石塊路
	0.016	……最優碎石路
	0.023	……好碎石路
	0.028	……灰塵碎石路
	0.030	……泥濘碎石路
	0.050	……劣等碎石路
	0.045	……良好泥土道路
	0.080—0.160	……不良土路
	0.150—0.300	……鬆沙路

附錄十一 道奇客車服務標準

前軸

外傾 $1^{\circ}/4$ 至 $3^{\circ}/8$ 最好 $1^{\circ}/2$
前指 1° 至 3° 最好 2°
前束 (在輪殼高度測量)0 至 $1''/8$ 最好 $1''/16$
主梢內傾 $4^{\circ}1/2$ 至 $5^{\circ}1/2$
主梢下軸承	
內直徑 $51''/64$
長度 $1''13/64$
重絞內直徑 $0.7960''$ 至 $0.7975''$

後軸

後輪軸橫間隙(用軸承後面薄片調整) $0.003''$ 至 $0.008''$
行星輪與衛星輪間隙(用薄片 Shims 調整)	$0.004''$ 至 $0.012''$
驅動軸小齒輪與盆子輪間隙(用螺帽調整)	$0.006''$ 至 $0.010''$
	比 速 小齒輪齒數 大齒輪齒數
五座位轎車 $4.1 : 1$ 10 41
跑車 $3.9 : 1$ 10 39
七座位轎車 $4.3 : 1$ 10 43
機油容量 $3^{1/2}$ Pint = $3.5/8$ 加倫
機油度數S.A.E. No. 80 至 90

剎車

總邦浦間隙 $0.001''$ 至 $0.003''$
車輪邦浦口徑——前輪前端 $1''1/4$
	後端 $1''3/8$

後輪	前端 $1^{11}/8$
	後端 $1^{11}/4$
總邦浦口徑	$1^{11}/4$
剎車踏板自由間隙	$1^{11}/4$ 至 $3^{11}/8$
來令至制鼓間隙(下部)	$0.006''$
來令至制鼓間隙(上部)	$0.012''$
來令寬	$2''$
來令厚	$18''/64$
每制片來令長	
前後輪前制片	$11^{11}/32$
前後輪後制片	$7^{11}/32$
手剎車	
制鼓與制帶間隙	$0.025''$
來令寬	$2''$
來令厚	$5^{11}/32$
制帶長	$17^{11}/16$
克拉子	
踏板至地板高度	地位許可愈大愈佳
踏板自由間隙	$1^{11}/16$
散熱	
水容量	$3^3/4$ 美加倫
水管尺寸	直徑 長度
進水管	$1^{11}/4$ $6^{11}/2$
出水管——上	$1^{11}/2$ $3^{11}/2$
下水管——下	$1^{11}/2$ $5^{11}/4$

旁邊管	1" 1 ¹³ / ₄
節熱器起始開放時溫度	150° 至 155°F
節熱器完全開放時溫度	176°F
風扇皮帶拉緊強度	40 至 50 磅
水邦浦軸橫間隙	0.005"
水邦浦軸軸承	
內直徑——前軸承	1 ¹⁹ / ₃₂
後軸承	4 ³ / ₆₄

電氣設備

蓄電池

鉛板離電液平面之高	3 ¹ / ₈
比重表度數	
全充電	1.725 至 1.300
半充電	1.225
危險狀態	1.150
搭鐵	正極
卸電冰凍點	5°F
安培時	95 (20 小時卸電率)
電壓	6
鉛板數	15

分電器

白金間隙	0.020"
白金彈簧強度	18 至 20 英兩
白金開放時活塞地位	0.007" 離高死點
白金開放時曲軸角度	4° 離高死點

燈	燭光 C.P.	Mazda No
前燈	32 - 32	2331
前記號燈	1 ¹ / ₂	55
停車燈	1 ¹ / ₂	55
後燈及剎車燈	21 - 3	1158
電門燈	1 ¹ / ₂	55
駕駛牌燈	1 ¹ / ₂	55
車頂燈	15	87
後磁牌燈	3	63

火星塞

式樣	Champion J-8
直徑	14 公釐
間隙	0.025"

引擎

汽缸口徑	3 ¹¹ / ₄
行程	4 ¹¹ / ₈
汽缸隻數	6
發動機汽缸容量	217.8 立方英寸

桃子輪軸

軸承間隙——第一軸承	0.001" 至 0.003"
其他	0.0015" 至 0.0035"
橫間隙 (End-play)	0.002" 至 0.006"
軸承尺寸	直徑 長度
第一前	2" 1 ¹¹ / ₃₂
第二	1 ¹¹ / ₃₂ 3 ¹¹ / ₄

第三	$1^{115}/16$	$3''/4$
第四	$1^{11}/4$	$1^{11}/4$
聯桿		
軸承間隙	0.0005'' 至 0.0025''	
橫間隙	0.0055'' 至 0.0115''	
軸承大小	$2^{11}/16$ (直徑)	1'' (長度)
曲軸		
軸承間隙	0.001'' 至 0.002''	
橫間隙	0.003'' 至 0.007''	
軸承大小	直徑	長度
第一	$2^{11}/2$	$1^{15}/64$
第二及第三	$2^{11}/2$	$1^{11}/32$
第四	$2^{11}/2$	$1^{17}/8$
汽缸		
最大許可錐形	0.0015''	
最大許可橢形	0.002''	
搪汽缸限度	0.0005''	
機油壓力		
每小時 30 英里	30 至 45 磅	
慢車時	15 磅	
活塞		
上部間隙	0.022''	
裙間隙	0.0015'' 至 0.002'' 厚薄規拉力 7 至 14 磅	
活塞梢子		
軸承尺寸	$55''/64$	

間隙——與活塞	在 160°F 時用大姆指推進
與聯桿	在普通溫度用大姆指推進
活塞令	
間隙(開口)	0.007" 至 0.015"
在令槽內橫間隙	0.0015" 至 0.003"
汽令數目	2
令寬	$1^{11}/8$
油令數目	2
令寬	$5^{11}/32$
汽門	
汽門桿直徑	0.340" 至 0.341"
汽門導管	
導管直徑——進汽	0.342" 至 0.343"
出汽	0.344" 至 0.345"
汽門桿在導管內間隙——進汽	0.001" 至 0.003"
出汽	0.003" 至 0.005"
汽門座	
角度	45°
寬度	0.0635"
汽門彈簧	
彈簧壓力壓到 $1^{17}/16$	77 至 83 磅
彈簧壓力壓到 $1^{13}/34$	34 至 38 磅
彈簧壓緊限度	$1^{113}/8$
汽門推桿	
與汽門間隙(引擎熱時)——進汽門	0.006"

出汽門0.008"

汽門時間

開始開放時汽門桿間隙——進汽門0.011"

出汽門0.012"

進汽門開放6° 或 0.015" 在高死點前

出汽門關閉8° 或 0.027" 在高死點前

燃料設備

化汽機——浮標室邊至汽油水平距離(慢速時) $\frac{5}{8}$

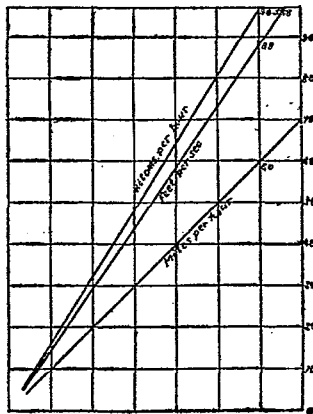
汽油邦浦壓力4 磅

汽油箱容量16 美加倫

空氣濾淨器的洗刷至多每行 2000 英里

附 錄 十 二

每小時英里每秒英尺每小時公里對照線



附錄十三 汽油消耗量美法互換表

每加侖英里數	每公升公里數	每加侖英里數	每公升公里數
1	0.425	18	7.650
2	0.850	19	8.075
3	1.275	20	8.500
4	1.700	21	8.925
5	2.125	22	9.350
6	2.550	23	9.775
7	2.975	24	10.200
8	3.400	25	10.625
9	3.825	26	11.050
10	4.250	27	11.475
11	4.675	28	11.900
12	5.100	29	12.375
13	5.525	30	12.750
14	5.950	31	13.175
15	6.375	32	13.600
16	6.800	33	14.025
17	7.225

每加侖英里數與每公升公里數，
 美國加侖 $\times 0.83254 =$ 英國加侖，
 英國加侖 $\times 1.20114 =$ 美國加侖。

附 錄 十 四 尺 度 理 論

L = 長度以公尺計。

L^2 = 面積以平方公尺計。

L^3 = 容積以立方公尺計。

T = 時間以秒計。

M = 質量。

M/L^3 = 密度。

L/T = 速率以公尺/秒計。

$L/T^2 = a$ = 加速率以公尺/秒²計。

$ML/T^2 = Ma$ = 力以公斤計。

ML^2/T^2 = 能力以公尺斤計。

ML^2/T^3 = 工率以公尺斤/秒計。

$g = 32.2$ 英尺/秒² = 9.81 公尺/秒² = 地心吸力加速率。

力 = 質量 × 加速率。

能力 = 力 × 長度。

工率 = 能力/時間 = 力 × 速率。

α° = 角度。

57.296° = 半徑角。

附錄十五 能力互換表

	呎 磅	B.T.U.	攝氏熱單位 (磅)	馬 力 時	短 時	公 尺 斤	大 卡
1-Ft.-lb	1	1.286×10^{-3}	7.15×10^{-4}	5.05×10^{-7}	3.766×10^{-7}	0.1383	3.241×10^{-4}
1-B.Th.U.	778.3	1	0.556	3.93×10^{-4}	2.93×10^{-4}	107.6	0.352
1-C.H.U.	1400	1.80	1	7.05×10^{-4}	5.27×10^{-4}	193.6	0.4536
1-H.P.-Hr.	1.981×10^6	2545	1415	1	0.746	2.737×10^5	642
1-Kw.-Hr.	2.655×10^6	3411	1896	1.341	1	3.671×10^5	860.3
1-Kg.-Metre	7.233	9.29×10^{-3}	5.16×10^{-3}	3.65×10^{-4}	2.724×10^{-6}	1	2.34×10^{-3}
1 Kg.-Cal.	3086	3.968	2.204	1.56×10^{-3}	1.16×10^{-3}	436.7	1

附 錄 十 六 單 位

長 度

- 1 英寸 = 25.4 公釐。
 1 公釐 = 0.03937 英寸。
 1 英尺 = 304.8 公釐 = 30.5 公分 = 0.305 公尺。
 1 公尺 = 3.28 英尺。
 1 英里 = 5280 英尺 = 1.609 公里。
 1 公里 = 0.6214 英里。

面 積

- 1 平方英寸 = 645.2 平方公釐 = 6.452 平方公分。
 1 平方公分 = 100 平方公釐 = 0.155 平方英寸。
 1 平方英尺 = 0.0929 平方公尺。
 1 平方公尺 = 10.76 平方英尺。

容 量

- 1 立方英寸 = 16.387 立方公釐 = 16.387 立方公分。
 1 立方英尺 = 6.24 加倫 = 28.317 呎。
 1 立方公分 = 1000 立方公釐 = 0.06102 立方英寸。
 1 呎 = 1000 立方公分 = 61.025 立方英寸 = 0.0353 立方英尺
 = 0.22 英加倫。
 1 英加倫 = 277.42 立方英寸 = 0.1605 立方英尺 = 4.546 呎
 = 1.20114 美加倫。
 1 美加倫 = 231 立方英寸 = 0.833 英加倫。

重 量

- 1 磅 = 0.4536 公斤。
 1 公斤 = 2.2046 磅。
 1 英噸 = 2,240 磅 = 1,016 公斤。
 1 美噸 = 2000 磅 = 907 公斤。

壓 力

- 1 磅/平方英寸 = 0.0703 公斤/平方公分 = 2.31 英尺水柱。
 1 公斤/平方公分 = 14.22 磅/平方英寸 = 1 氣壓(公尺制)。
 1 噸/平方英寸 = 157.47 公斤/平方公分。
 1 氣壓 = 14.7 磅/平方英寸 = 29.95 英寸水銀柱 (32° F)
 = 33.95 英尺水柱 (39° F) = 2116 磅/平方英尺。
 1 英尺水柱 = 0.433 磅/平方英寸。

速 率

- 1 英尺/秒 = 0.6818 英里/時 = 30.48 公分/秒。
 1 英里/時 = 1.4667 英尺/秒 = 1.609 公里/時。
 1 公里/時 = 0.6214 英里/時。

加 速 率

- 1 英尺/秒/秒 = 0.6818 英里/時/秒 = 30.48 公分/秒/秒。
 1 英里/時/秒 = 1.4667 英尺/秒/秒。
 1 公里/時/秒 = 0.377 公尺/秒/秒。

能 力

- 1 英尺磅 = 0.1383 公尺斤。
 1 公尺斤 = 7.233 英尺磅。
 1 B.T.U. = 778 英尺磅 = 0.252 卡。
 1 卡 = 3.968 B.T.U. = 425 公尺斤。
 1 百度表熱單位 (C.H.U.) = 1,400 英尺磅。
 1 卡/公斤 = 1.8 B.T.U./磅。

工 率

- 1 英馬力 = 33000 英尺磅/分 = 550 英尺磅/秒 = 0.746 瓩。
 1 馬力(公尺制) = 0.99 英馬力 = 542.5 英尺磅/秒 = 75 公尺斤/秒。
 1 瓩 = 1000 瓦特 = $\frac{\text{伏爾特} \times \text{安倍}}{1000}$ = 1.34 馬力。

DODGE ^{SPV JK}	1953	57	60.4	6.7015	6.1, 3.4, 4.9%	217.9	25.35	95-3600	6.6	N	Y	4	CA	AUT. AUT.	5.7	17	15	O.3	BB, 9.4	O. Hy, SF, O. 19
Kingway	1957	57	60.4	7.1015	8.1, 3.5, 4.9%	227.9	25.35	100-3600	6.7	Y	Y	4	ST	AUT. AUT.	5.7	17	15	O.3	BB, 10	O. Hy, SF, O. 11
Custom	1954	57	60.4	7.1015	8.1, 3.5, 4.9%	227.9	25.35	100-3600	6.7	Y	Y	4	ST	AUT. AUT.	5.7	17	15	O.3	BB, 10	O. Hy, SF, O. 11

FORD	1954	56	60	6.0016	8.1, 3.3, 4.9%	229.4	26.1	100-3800	6.75	N	Y	3	HO	O. AUT.	5.7	17	22	O.3	LON, 10	O. Hy, Tt
79A	1957	56	60	6.0016	8.1, 3.3, 4.9%	229.4	26.1	100-3800	6.75	N	Y	3	HO	O. AUT.	5.7	17	22	O.3	LON, 10	O. Hy, Tt
70A	1954	56	60	6.0016	8.1, 3.3, 4.9%	229.4	26.1	100-3800	6.75	N	Y	3	HO	O. AUT.	5.7	17	22	O.3	LON, 10	O. Hy, Tt

LINCOLN	1954	59	60.480	7.0015	12.1, 3.4, 4.9%	292	39.7	125-3600	7.2	N	Y	4	HO	O. AUT.	5	19	5	27	O.3	LON, 10	O. Hy, Tt
66T	1957	59	60.480	7.0015	12.1, 3.4, 4.9%	292	39.7	125-3600	7.2	N	Y	4	HO	O. AUT.	5	19	5	27	O.3	LON, 10	O. Hy, Tt

* Overdrive.

MERCURY	1954	58	60	6.5015	8.1, 3.4, 4.9%	239.4	32.5	100-3800	6.75	N	Y	3	HO	O. AUT.	5	17	22	O.3	LON, 10	O. Hy, Tt
69M	1957	58	60	6.5015	8.1, 3.4, 4.9%	239.4	32.5	100-3800	6.75	N	Y	3	HO	O. AUT.	5	17	22	O.3	LON, 10	O. Hy, Tt

PICCARD	1954	59H	60H	6.5016	8.1, 3.4, 4.9%	288	39.2	130-3600	7.00	Y	Y	5	CA	AUT. WIL.	6.68	17	18	O.3	BB,	O. SF, Hy
20H-21H	1957	59H	60H	6.5016	8.1, 3.4, 4.9%	288	39.2	130-3600	7.00	Y	Y	5	CA	AUT. WIL.	6.68	17	18	O.3	BB,	O. SF, Hy
20H-22H	1957	59H	60H	6.5016	8.1, 3.4, 4.9%	288	39.2	130-3600	7.00	Y	Y	5	CA	AUT. WIL.	6.68	17	18	O.3	BB,	O. SF, Hy
20H-23H	1957	59H	60H	6.5016	8.1, 3.4, 4.9%	288	39.2	130-3600	7.00	Y	Y	5	CA	AUT. WIL.	6.68	17	18	O.3	BB,	O. SF, Hy
20H-23H	1957	59H	60H	6.5016	8.1, 3.4, 4.9%	288	39.2	130-3600	7.00	Y	Y	5	CA	AUT. WIL.	6.68	17	18	O.3	BB,	O. SF, Hy

* Station Sedan: 7.00/15. † Series 2233: 7.00/16.

PLYMOUTH	1954	57	60.4	6.7015	6.1, 3.4, 4.9%	217.9	25.35	95-3600	6.6	N	Y	4	CA	AUT. AUT.	5.7	17	15	O.3	BB, 9.4	O. Hy, SE, O. 10
Spec. Deluxe	1957	57	60.4	6.7015	6.1, 3.4, 4.9%	217.9	25.35	95-3600	6.6	N	Y	4	CA	AUT. AUT.	5.7	17	15	O.3	BB, 9.4	O. Hy, SE, O. 10

Passenger Car Table Notes

Makes

AB—Auburn	HA—Hawley	RO—Rockford
AUT—Electric Auto-Lite	HO—Holley	SA—Saginaw
BB—Borg & Beck	I—Inland	SP—Spicer
BE—Bendix	LO—Lockheed	ST—Stromberg
BW—Borg Warner	LON—Long	TIL—Tillotson
CA—Carter	MA—Marvel	TK—Timken-Detroit
CH—Chandler-Groves	ME—Mechanics	USL—USL
D—Delco	MES—Mechanics Saginaw	WA—Warner
DR—Delco-Remy	NA—National	WAG—Wagner Elect
EX—Exide	O—Own	WIL—Willard
GE—Gemmer	P—Pre-Lite	ZE—Zenith

Equipment

A—Automatic	N—No
E—Electrically controlled	Va—Vacuum power controlled
Man—Manual	Y—Yes

Types of Parts

Cl—Cam and lever	Ov—Overhead valve	Si—Single
Ctl—Cam and twin lever	engine	T—Transverse leaf with
C—Coil	Pl—Factory lubricated for	axle
Cy—Constant velocity	life	¾—Three-quarter floating
Do—Downdraft	Ra—Drive and torque tak-	Th—Drive taken by sp-
Du—Dual	en by radius arms	rings, torque taken
F—Full floating	Rec—Recirculating ball	by torque tube
Fl—Fluid drive	Rs—Rubber shackled	Tt—Torque tube
Ho—Hotchkiss	S—Supercharged engine	Up—Updraft
Hy—Hypoid	SB—Spiral bevel	Wr—Worm and roller
It—Independent trans-	Se—Semi-elliptic leaf	Wr2—Worm and twin
verse leaf	SF—Semi floating	Ws—Worm and sector
L—Head engine		

附錄十八 小汽車價格(1948年)

廠 牌	軸距英寸公尺	式 樣	美國出廠售價	上海市黑價
Buick 40	121" 3.07m	四門轎車	1556(美元)	5000
Buick 50	124" 3.15m	四門轎車	1790	6000
Buick 70	129" 3.28m	四門轎車	2065	6500
Buick Station Wagon	129" 3.28m	旅行車	3030	—
Cadillac 61	126" 3.20m	四門轎車	2175	6500
Cadillac 75	136½" 3.45m	四門轎車	4190	—
Cadillac 75	136½" 3.45m	特種轎車	4590	—
Chevrolet Stylemaster	116" 2.95m	四門轎車	1135	3900
Chevrolet Fleetmaster	116" 2.95m	四門轎車	1200	4000
Chevrolet Fleetline	116" 2.95m	四門轎車	1280	4000
Dodge Custom	119½" 3.04m	四門轎車	1507	4500
Dodge Kingsway	117" 2.97m	四門轎車	1311	4200
Dodge Kingsway	117" 2.97m	旅行車	1785	5300
Ford Deluxe { 6 汽缸	114" 2.89m	四門轎車	1133	—
{ 8 汽缸	114" 2.89m	四門轎車	1260	3800
Ford Super Deluxe { 6 汽缸	114" 2.89m	四門轎車	1285	—
{ 8 汽缸	114" 2.89m	四門轎車	1350	3900
Plymouth	117" 2.97m	四門轎車	1289	4000
Willys Jeep	80" 2.032m	—	1090	—

(一) 上列美國出廠價格較 1938 年約增加一倍。這因為美國物價漲價，所以汽車不得不跟隨上漲。所以汽車價格不能由本身決定，完全受一般物價所支配。

(二) 上海黑市價格視車輛進口數量及銷路多寡而定，時有漲落。



獨家經理

“STUDEBAKER” 客車及卡車

“F I S K” 車胎等件

METROPOLITAN MOTORS, LTD.

恆通汽車有限公司

南京西路九四〇號

電話三〇一四五



有 備
 等 壓 氣 及 重 載 胎 車
 明 說 細 詳
 贈 奉 索 函

理 經



家 獨

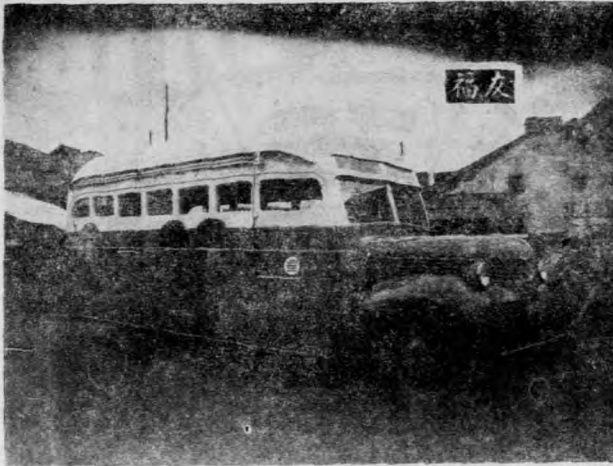
THE CHINA MERCANTILE CO., LTD.

司 公 有 限 股 份 華 貿

二 一 三 三 一 話 電

號 七 九 路 園 明 國 海 上

友福公司車身製造廠



本廠承造各廠汽車
 車身裝配設計
 式樣新穎堅固耐
 用並曾承造上海
 市公共交通公司
 首都公共汽車公
 司暨行動郵局以
 及各大銀行機關
 等團體客車如蒙
 賜顧無任歡迎

事務所

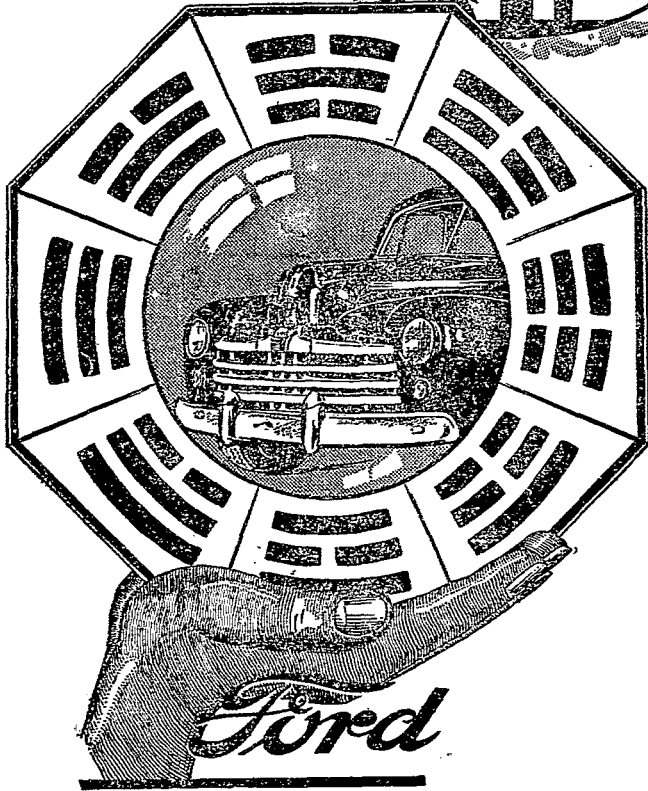
號七八八六三〔話電〕 號八三一弄四一二路一北正中〔址地〕

製造廠

號五五四三二〔話電〕 號六三路武平路萬壽〔址地〕

卦中預卜
 福將享有
 福特汽車

福特



福特汽車公司

上海英大馬路二四五號

中華民國三十七年七月初版

科

汽車設計二册

◆(95507)

每部定價國幣貳拾伍元

印刷地點外另加運費

* 版 權 所 有 *
* 翻 印 必 究 *

編 著 者 何 乃 民

發 行 人 朱 經 農

上海河南中路

印 刷 所 商 務 印 書 館

印刷書廠

發 行 所 商 務 印 書 館

各地印刷書館



2097