

机械零件

中 册

B. A. 多布罗沃尔斯基 著

大连工学院机械零件教研室 译

冶金工业出版社

高等学校教学用书

機 械 零 件

中 册

B. A. 多布羅沃爾斯基 著
大連工學院機械零件教研室 譯

冶金工業出版社

本書係根據蘇聯多布羅沃爾斯基 (В. А. Добровольский) 教授著“機械零件 (Детали машин)”增訂第七版譯出。原書經烏克蘭社會主義共和國文化部高等及中等專業教育司審定為高等技術學校教學用參考書，一九五四年由烏克蘭國家技術書籍出版社 (Государственное издательство технической литературы УССР) 出版

В. А. 多布羅沃爾斯基教授的著作“機械零件”在1928~1951年期間出版了六次，其中兩次是用烏克蘭文出版的，四次是用俄文出版的。與前幾版比較起來，原書第七版根本上改寫過，一方面補充了新的材料，同時也縮減了篇幅。

原書第六版曾由楊長驥、楊曾鼎、徐灝、張世鈞等四同志翻譯出版。本書則由大連工學院機械零件教研室全體同志參考第六版譯本重新譯出，並由楊長驥、余夢生二同志校訂。

本書暫分上、中、下三冊出版：上冊包括緒論和第一篇聯接機件；中冊包括第二篇傳動；下冊包括第三篇轉動用機件。

В. А. Добровольский

ДЕТАЛИ МАШИН

Гостехиздат УССР (Киев 1954)

* * *

機械零件 (中冊)

大連工學院機械零件教研室 譯

冶金工業出版社 (北京市燈市口甲45號) 出版

此書經國家出版管理委員會審定准予出版

* * *

冶金工業出版社印刷廠印

一九五三年十二月第一版

一九五三年十二月大連第一次印刷 (1—15,000)

一九五六年八月第二版

一九五六年八月北京第二次印刷 (15,001—28,038)

850×1168· $\frac{1}{32}$ ·196,000字·7 $\frac{18}{32}$ 印張·定價 (10) 1.10元

書號 0494

* * *

發行者 新華書店

中 冊 目 錄

第二篇 傳 動

前言	6
機械傳動的分類	7
直接接觸傳動	8
摩擦傳動	8
複雜的摩擦傳動	15
齒輪傳動	21
概論	21
主要尺寸及符號	22
直齒齒輪的切製	30
輪齒的破壞形式	34
輪齒計算	36
按彎曲應力來計算輪齒強度	37
許用應力 $[\sigma]_n$ 的選擇	41
按接觸應力計算齒輪耐久性	52
齒的磨損計算	60
齒輪的散熱計算	62
斜齒圓柱齒輪	63
人字齒圓柱齒輪	68
斜齒圓柱齒輪及人字齒輪的接觸剪應力計算	69
圓錐齒輪	70
曲綫齒圓錐齒輪概論	74
圓錐齒輪的接觸剪應力計算	75
作用在軸與軸承上的壓力	79
計算載荷	81
烏拉爾重型機器製造廠 (V3TM) 的計算方法	81
齒輪的構造	86
齒輪的潤滑	98
蝸輪傳動	101

概論	101
蝸桿及蝸輪的工作齒廓	102
傳動比	103
效率	104
蝸輪副中的力	106
計算馬力	108
蝸輪傳動的基本計算法	110
蝸輪副的潤滑	119
蝸輪副中諸機件的各部分	120
蝸輪傳動的發熱計算	128
圓弧面蝸輪傳動	131
減速箱	134
鏈傳動	144
概論	144
鏈	144
鏈輪	151
鏈的長度及鏈輪的中心距離	157
鏈的速度	158
實際的安全係數	158
鏈的鉸鏈上的載荷及軸承載荷	160
鏈傳動的安排、設備及效率	161
彈性傳動	163
平皮帶傳動	164
平皮帶傳動的理論基礎	166
實驗研究	169
包角及因數 e^{μ}	171
速度的影響及離心力	172
皮帶的各種類型	178
不設張緊輪的平皮帶的計算	188
根據滑動曲線來計算皮帶	188
設有張緊輪的皮帶傳動	198
三角皮帶傳動	203
概論	203

理論根據	204
三角皮帶傳動的設計基礎	205
皮帶輪	213
概論	213
平皮帶輪	214
鋼制皮帶輪	223
木制皮帶輪	225
張緊輪及其安裝	228
皮帶傳動的其他零件	229
剖分皮帶輪輪緣及輪輻內的應力	232
無級變速傳動（變速器）	233
帶剛性環節的傳動	234
帶撓性環節的傳動	236
參考文獻	240

第二篇 傳 動

前 言

傳遞動力可用下列數種方式：

1) 發動機——發電機——配電板——電動機——工作機關
(例如機床的主軸)；

2) 發動機——發電機——配電板——電動機——中間的機械傳動機構(例如變速箱)——機床的工作機關；

3) 發動機——傳動軸——中間的機械傳動機構——機床。
還可以有其他的組合方式。

老式的傳動方法是**集體傳動**，動力由發動機出來，經過長的傳動軸後，分配到各個工作機械。

以現代的觀點來看，老式的工場及車間的規模很小，工作機的馬力也很小，不適宜於每一部機器安置單獨的原動機，也就是不適於**個別傳動**。

由於工業的發展，獨立車間的擴大，近代機床及普通工作機械的尺寸、速度及馬力的增大，最後，還出現了電動機——所有這些都促使我們捨棄使用複雜傳動，因為這種傳動要消耗相當多的非生產的能量。大型傳動已分成一些較小的部分傳動，或者分為許多單獨傳動。

在理論上講，最理想的解答就是將發動機與機器上的工作機構直接聯接。

這種辦法，目前只有對於轉數與現代電動機的轉數相接近的那些高速機器才行。

還有一種情形也使我們必須在發動機與工作機中間加入中間機構，這就是由於許多工作機需要在很大的範圍內調節轉數，這樣的調節轉數單憑發動機是不能辦到的。

本篇僅講述一般用途的機械傳動機構。

機械傳動的分類

機械傳動可分為兩大類：一類是裝在軸上的機件經過直接接觸而傳動，如摩擦輪（圖 321）、齒輪及渦輪等的傳動；另一類是用撓性物的傳動，如用皮帶、繩及鏈等的傳動（圖 322）。

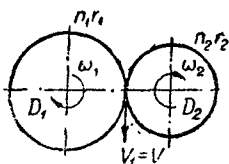


圖 321

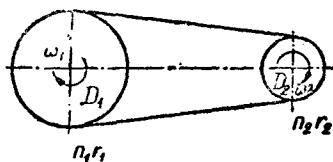


圖 322

能傳出運動和扭轉力矩的軸及裝在軸上的傳動機件（輪），稱為**主動機件**；接受由主動機件傳來的運動及扭轉力矩的機件，則稱為**從動機件**。

對於所有類型的機械傳動，都用符號 1 代表主動機件，用 2 代表從動機件。亦即：

n_1 及 n_2 ——軸每分鐘的轉數；

ω_1 及 ω_2 ——角速度；

v_1 及 v_2 ——圓周速度（公尺/秒）；

$D_1 = 2r_1$ 及 $D_2 = 2r_2$ ——輪的直徑（公尺）。

根據基本條件 $v_1 = v_2$ ，則傳動可寫為：

$$\frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60} \quad \text{或} \quad \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

兩軸的轉數或角速度的比值，稱為**傳動比**，以 i 加註兩腳號代表之：

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

數值 i 亦稱為**傳動數**，是順着傳動方向得出的傳動比（OCT/

BKC 8089)。

在包含有數個單式傳動（每個單式傳動各有其自己傳動比*i*）的複式傳動中，其傳動比等於各個單式傳動的傳動比的乘積：

$$i = i_1 i_2 \dots i_n \quad (148)$$

傳動系統中的傳動數目越多，則該系統的機械效率 η 越低。

直接接觸傳動

屬於這類傳動的，有摩擦傳動、齒輪傳動及蝸輪傳動。

摩擦傳動

摩擦傳動是藉二輪間的摩擦力來實現的，二輪裝在二軸上互相壓緊。

在摩擦傳動中，有圓柱形摩擦輪和圓錐形摩擦輪之分，分別用於平行或相交的兩軸。

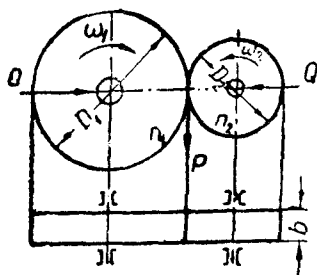


圖 323

下面講述摩擦傳動的幾種基本類型。

圓柱形平摩擦輪傳動 圖 323 表示二平行軸上的一對圓柱形摩擦輪。其中有一軸（或二軸）的軸承可以移動，以便使摩擦輪移動，而以一定的壓力*Q*互相壓緊。

爲了把圓周力*P*由主動摩擦輪傳到從動摩擦輪上，各力之間必須符合下面的關係：

$$p \leq f Q, \quad (149)$$

式中，*f*——摩擦係數，可由表 49 查得。

表 49

摩擦係數 f 及許用單位載荷 q (公斤/公分)

材 料	f	q
鋼與鋼或鑄鐵 (有潤滑油)	0.05—0.1	150—200
鑄鐵與鑄鐵或與鋼	0.1 —0.15	105—135
鑄鐵與皮革	0.15—0.30	15—25
鑄鐵與木料	0.2 —0.4	2.5—5

摩擦輪的寬度 b 可依其工作面的壓碎的限制條件，根據輪每 1 公分寬度的許用單位載荷 q (表 49) 求得，即

$$b = \frac{Q}{q}$$

上述構造的缺點，就是在軸承上產生很大的壓力，因此在軸承中將因摩擦而產生很大的損失。

如果取 $f = 0.15$ (鑄鐵與鑄鐵)，則

$$Q = \frac{P}{f} = \frac{P}{0.15} \approx 7P,$$

也就是說，所需要的輪間壓力竟高達圓周力 P 的七倍之多。這就限制了摩擦輪在傳遞較大的動力方面的應用。

b 的極限值為 D_2 ，即 $b \leq D_2$ ，這裡 D_2 為小輪的直徑。

如果所需傳遞的動力已定為 N (馬力)，速度為 v (公尺/秒)，則所傳遞的圓周力為

$$P = \frac{75N}{v} \text{ (公斤) .}$$

在傳動裝置受到衝擊和震動因而可能在輪間產生滑動的所有情況下，計算應按下式進行

$$P_{\text{расч}} = \beta P,$$

式中， $\beta = 1 \sim 2$ ——考慮到工作情況的完全係數。

如果 P 為已知，則選定輪的材料後，即可查得 f 的值，再求

出必需的壓力 Q ，並可決定所需的輪的寬度 b 。

摩擦傳動的精確計算 上述根據 q (公斤/公分) 的值來求輪的寬度 b ，只是近似的計算。實際上，由於變形的關係，兩輪的接觸並非直線，而是一個面。接觸面的寬度隨壓力 Q 的大小、輪的半徑及輪材料的彈性模數而定。因此，嚴格地說，輪的工作能力並不決定於接觸綫單位長度上的載荷 q ，而是決定於接觸面上的壓碎應力 σ'_{cx} (公斤/公分²)。只有當 q 與 σ'_{cx} 成比例時，才可以根據 q 來求輪的工作能力。在接觸面積的寬度上擠壓應力的分布並不均勻。

由彈性力學可以求得接觸面積的寬度及最大的擠壓應力。

對於圓柱形摩擦輪：

$$\sigma'_{cx\max} = \sqrt{0.35 q \frac{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}} \quad (150)$$

由公式可知， $\sigma'_{cx\max}$ 的值與 $\sqrt{q}$ 成比例，並且與摩擦輪的半徑 r_1 及 r_2 、摩擦輪材料的彈性模數 E_1 及 E_2 有關。

嚴格講來，公式 (150) 對於正在工作的摩擦輪並不適用，因為這時在接觸面上，除了法向力 Q 外，尚有摩擦力 $Qf=P$ 。所以對於正在工作的摩擦輪，用該式求得的 $\sigma'_{cx\max}$ 值只是近似的。雖然如此， $\sigma'_{cx\max}$ 值仍可以用作判斷摩擦輪的工作性能（耐磨性能）的標準。許用接觸應力的值由實驗求得。淬火鋼輪的 $\sigma'_{cx\max}$ 的許用值可達 8000 公斤/公分²，而鑄鐵輪可達 $1.5\sigma_{\text{н}}$ ，這裡， $\sigma_{\text{н}}$ 是彎曲強度極限。

圓錐形摩擦輪傳動 圓錐形摩擦輪用於相交的二軸，其交角常為直角（圖 324）

$$\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ.$$

α_1 與 α_2 並非任意的，而是按傳動比決定的：

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{R_1}{R_2} = \frac{n_2}{n_1} \text{ 及 } \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{R_2}{R_1} = \frac{n_1}{n_2}.$$

爲了在輪的圓錐母線上產生法向壓力 N ，必須要在輪上加軸向力 Q_1 及 Q_2 。當搭上傳動時（譬如說，將下方摩擦輪向上移動），則在圓錐面上產生摩擦力 Nf ，其方向是沿着輪的圓錐母綫。由下方摩擦輪的平衡條件，所有各力在垂直軸綫上的投影的代數和應等於零：

$$Q_1 - Nf \cos \alpha_1 - N \sin \alpha_1 = 0.$$

同樣，由上方摩擦輪的平衡條件：

$$Q_2 - Nf \cos \alpha_2 - N \sin \alpha_2 = 0.$$

因爲只有在法向力 $N \geq \frac{P}{f}$ 的條件下（式中 P 爲摩擦輪所傳遞的圓周力），才可以由某一摩擦輪將運動傳到另一摩擦輪，將 N 的值代入上列二式，則得：

$$Q_1 \geq \frac{P}{f} (\sin \alpha_1 + f \cos \alpha_1)$$

及

$$Q_2 \geq \frac{P}{f} (\sin \alpha_2 + f \cos \alpha_2) \text{ ①}$$

如果是在摩擦輪轉動時搭上傳動，則沿圓錐母綫方向的摩擦力 Nf 就不一定存在了。假如沒有這個摩擦力，則軸向力 Q_1 及 Q_2 將成爲：

$$Q_1 \geq \frac{P}{f} \sin \alpha_1 \quad \text{及} \quad Q_2 \geq \frac{P}{f} \sin \alpha_2 \text{ ②}$$

由上列各式可知，搭上傳動的動作應從小輪方向來進行，因爲此時搭上傳動所需的軸向力較小。大輪的軸承必須是固定的。角 α_1 越小，則軸向力 Q_1 越小。

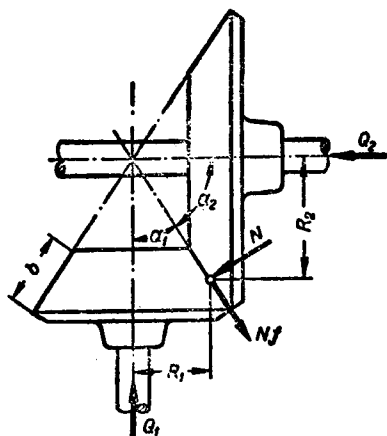


圖 324

① 原書均爲等號，恐有誤——譯者。

例如：

$$\alpha_1 \approx 45^\circ \text{ 及 } f=0.1, \text{ 則 } Q_1 \geq 6.5P;$$

而如

$$\alpha_1 \approx 10^\circ \text{ 及 } f=0.1, \text{ 則 } Q_1 \geq 2.8P.$$

在圓錐形摩擦輪傳動中，傳動比越大，則輪所需的壓力越小。

計算摩擦傳動時，如果傳遞的動力 N （馬力）、轉數 n_1 及 n_2 為已知，則小輪的平均直徑 D_1 可取為軸的直徑 d 的兩倍至六倍 $D_1 = (2 \sim 6)d$ ，然後即可求圓周力

$$P = \frac{75 N}{v} = 71620 \frac{N}{n_1 R_1} = 71620 \frac{N}{n_2 R_2}$$

及兩輪間所需的法向壓力

$$N = \frac{P}{f}.$$

摩擦輪圓錐母綫的長度 b 根據母綫上單位壓力的計算來決定

$$N = bq.$$

q （公斤/公分）的值根據表 49 選擇。

槽摩擦輪傳動 為使所需壓力 Q 減小，把摩擦輪的輪面製出凹槽。

如圖 325 及 326 所示，在一個輪上有一個至五個楔形槽；在另一個輪上製成相當的凸起部分。

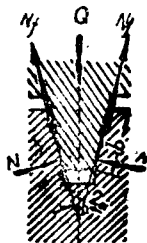


圖 325

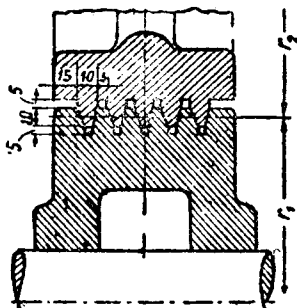


圖 326

由應用力學得出力 Q 及 P 之間的關係為下列二個公式：

$$Q = P \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{f} \text{ 及 } Q = P \frac{\sin \alpha}{f}.$$

由以上二式算出的結果，可能彼此相差很大。

我們可以這樣想像， Q 的可能的數值應用下面的不等式來求得：

$$P \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{f} > Q > P \frac{\sin \alpha}{f}. \quad (151)$$

研究的結果指出了：力 Q 的實際值與用第二式求出的數值比較接近；用第一式求出的 Q 過大。

如果取 $f = 0.15$ （鑄鐵與鑄鐵）及 $\alpha = 15^\circ$ （在實際上普通就是取這樣的數值），則得

$$Q = P \frac{\sin 15^\circ + 0.15 \cos 15^\circ}{0.15} \approx 2.7 P$$

和

$$Q = P \frac{\sin 15^\circ}{0.15} \approx 1.75 P.$$

平均值 $Q \approx 2.23 P$ 。

如果用平摩擦輪，則當 f 及 α 值與上相同時，得

$$Q = \frac{P}{f} = \frac{P}{0.15} \approx 6.60 P.$$

採用槽摩擦輪時，輪間所需的壓力約為採用平摩擦輪時的 $\frac{1}{2}$ 。

槽摩擦輪的主要缺點就是摩擦面間各接觸點（沿着槽楔高度）的圓周速度不能相等；由於這個速度的差別，就要產生滑動及很大的磨損。

只有在與輪中心相距 r_1 及 r_2 的各點符合下面條件時，才能得到相等的速度：

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{n_2}{n_1}.$$

在所有其他各點上，滑動無法避免。因此，槽的工作深度和峯的高度應儘可能的小，而取 $h \leq 10 \sim 12$ 公厘。

爲了避免在有了相當的磨損之後，一輪的槽底與他輪的峯頂發生相碰的現象，它們之間應留有間隙 $5 \sim 6$ 公厘（圖 326）。

當槽數 $z > 5$ 時，各槽的工作面就難於同時達到良好的接觸。

槽數或峯數可以根據槽斜邊上的單位載荷 q （公斤/公分）的限制條件計算而得。

每個槽所傳遞的圓周力等於：

$$P_1 = 2 N f = 2 b q f.$$

但槽斜邊的長度爲（圖 325）

$$b = \frac{h}{\cos \alpha},$$

所以 z 個槽所傳遞的總圓周力等於：

$$P = P_1 z = \frac{2 h q}{\cos \alpha} f z.$$

由此可得：

$$z = \frac{P \cos \alpha}{2 q h f}. \quad (152)$$

在這裡，鑄鐵與鑄鐵相壓時的 q 值應在 $q_{\max} \approx 105 \sim 135$ 公斤/公分的限制之內。

槽摩擦輪傳動主要用於間歇性的傳動及短時傳動；如果工作是長期的和連續的，則由於上述的性質，不宜使用槽摩擦輪傳動。

這種傳動的機械效率 $\eta = 0.88 \sim 0.90$ 。

摩擦輪的構造 圖 327～331 表示上述各種傳動所用摩擦輪的構造。圖 327 表示組合的圓錐形摩擦輪，由木製圓盤及鑄鐵輪殼組成；圖 328 表示鑄造的槽摩擦輪。圖 329～331 表示類似的摩擦輪。

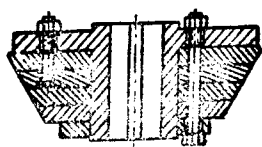


圖 327

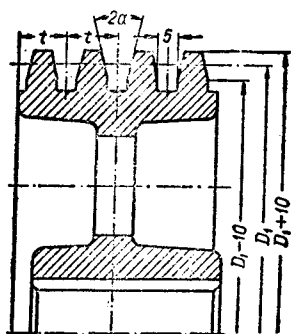


圖 328

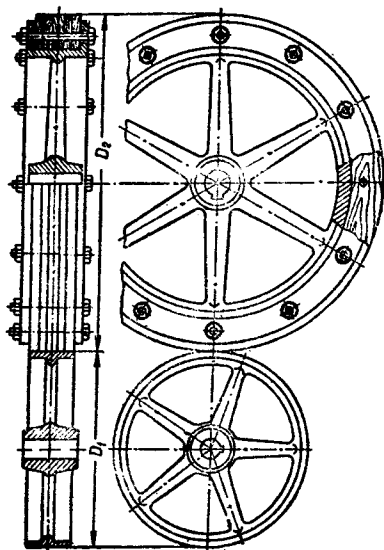


圖 329

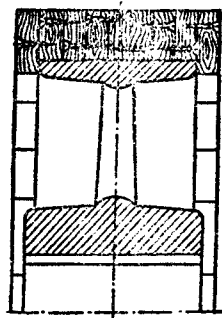


圖 330

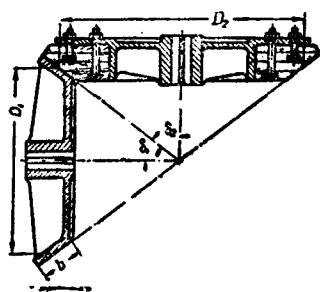


圖 331

複雜的摩擦傳動

自動壓緊的摩擦輪傳動 圖 332 的傳動中，有三個摩擦輪 1, 2, 3 被鋼製壓緊環 4 所壓緊。

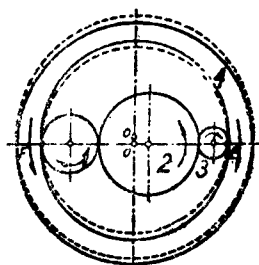


圖 332

輪 1 及 2 裝在軸上，軸伸出軸承外，以便用聯軸節與發動機及傳動軸相聯接；輔助輪 3 裝在短軸上，該軸不伸出軸承外；鋼環 4 的內徑比輪 1, 2, 3 的直徑的總和略小，因此使套在摩擦輪上的鋼環 4 將三輪互相壓緊。

這種傳動系統既可以在乾燥情況下工作，也可以在油池中工作。

這種傳動裝置可以倒轉，並且製成很多不同的類型和尺寸，有

$$N=1.0\sim348 \text{ 馬力}; n=100\sim3000 \text{ 轉/分}; i = \frac{1}{13} \sim 10.$$

機械效率 $\eta=0.975\sim0.985$ 。

這種傳動裝置應當這樣安裝：即在靜止狀態下，使輪 1, 2, 3 及環 4 的中心位於同一直徑線上。

輪 1 和輪 2 都可以作為主動輪。

當主動輪開始轉動時，從動輪在起初某段時間內尚靜止不轉，而環 4 則由於受它本身與主動輪 1 之間的摩擦力的作用，上昇至某一位置，如圖 332 中的虛綫所示。這時，環 4 就繞轉動中心 E 轉動一個小角度，而使輪 1 與環 4 的接觸點 F 從直徑上轉到弦上。這樣就使得輪間的壓力增加，而使輪子在環中楔住。

這個壓力逐漸增加，直到能傳遞載荷為止。

環 4 加於輪上的壓力（也就是許可傳遞的載荷）是受環 4 的強度限制的。

計算傳動的動力時，應當計入安全係數 $\beta=1.0\sim1.6$ ，即 $N_{\text{許可}}=\beta N$ 。

圓盤摩擦輪傳動 這種傳動的最簡單的式樣如圖 333 所示。

軸 4 上的盤 3 與軸 2 上的圓柱形輪 1 相接觸。輪 1 可以沿着它本身的軸移動，而且可以停

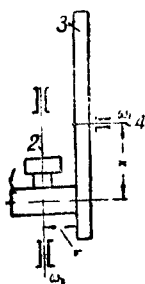


圖 333