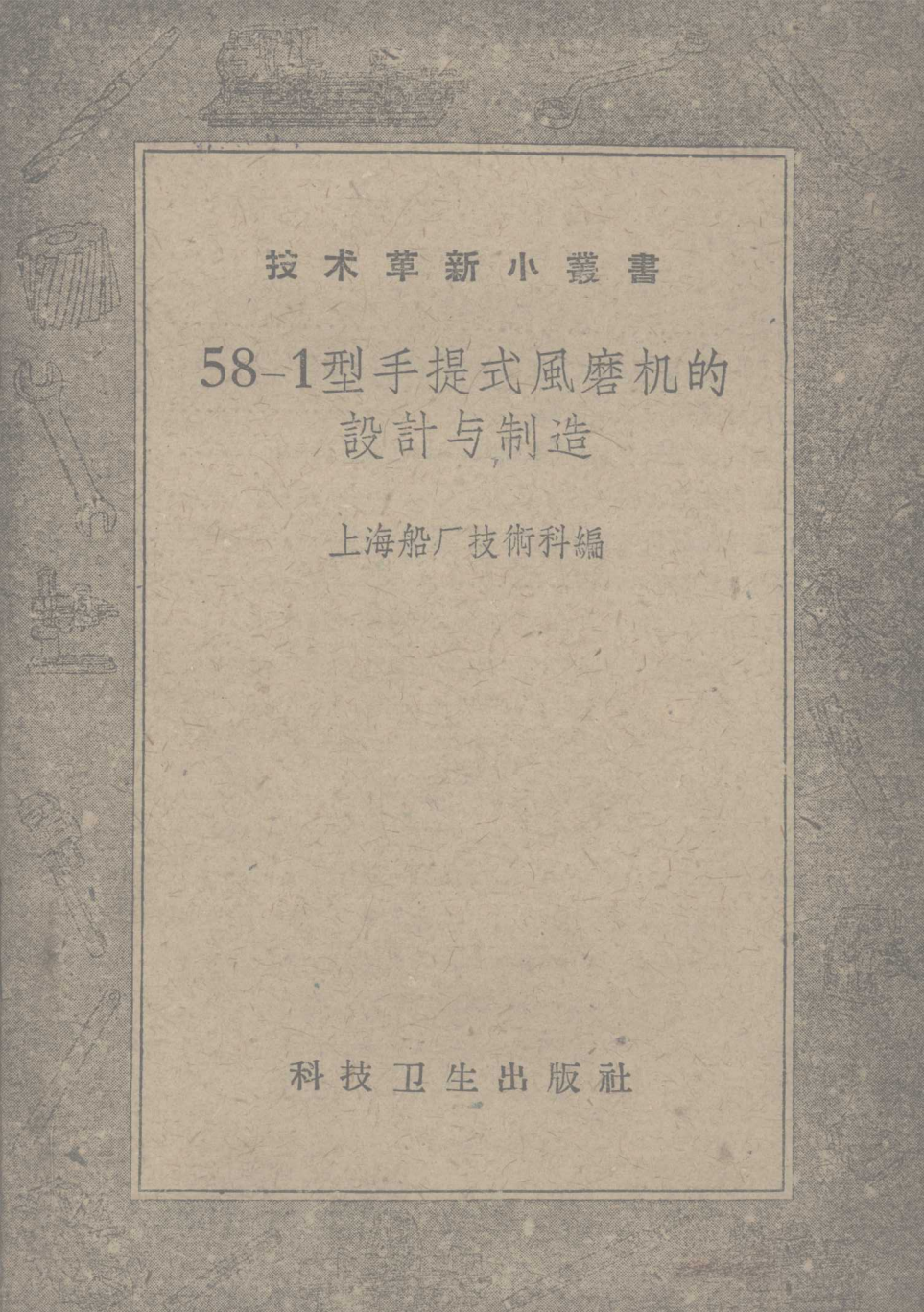




技術革新小叢書

58-1型手提式風磨机的
設計与制造

上海船厂技術科編

科技卫生出版社

內 容 提 要

本書敘述輕型手提式風磨机的設計与制造，由于采取了改进措施，因而性能及質量全面地超过了美国同类型 Roll Picker 風磨机。本書对理論計算及加工裝配工艺等特点作了有系統的說明，并提到美貨在这方面存在的缺点。

本書供風动工具制造設計人員参考，并供風磨机使用人員閱讀。

58-1 型手提式風磨机的設計与制造

編者 上海船厂技術科

*

科技卫生出版社出版

(上海南京西路 2004 号)

上海市書刊出版業營業許可証出 093 号

上海市印刷四厂印刷 新华书店上海發行所总經售

*

(原科技版印 2,000 册)

開本 787×1092 耗 1/32·印張 1/2·字數 8,000

1958 年 11 月新 1 版

1958 年 11 月第 1 次印刷·印數 1—2,000

統一書号：15 · 847

定 价：(6) 0.04 元

目 录

(一)引言.....	1
(二) 58-1 型手提式风磨机的结构与动作简述.....	2
(三)尺寸选择与理论计算.....	3
(四)与同类型同规格美制 Roll Picker 风磨机的比较.....	7
(五)设计上进、排气道的改进.....	8
(六)影响风磨机功率大小的工艺因素.....	10
(七)性能试验.....	11
(八)尾語.....	12

58-1 型手提式風磨机的設計与制造

(一) 引言

摆在我国經濟建設面前的重大任务，是要求在一切工农业部門的生产过程中，广泛地采用各式各样的机械化、电气化的方法，来代替手工劳动；同时还需要不断改进产品质量及降低制造成本。

采用风动工具便是机械化方法之一，合理地运用这种工具，可以大大提高手工劳动的生产率，降低制造成本和減輕工人的体力劳动。

我国工业正在飞跃进展，象我厂鉗工操作，就要求有这种可以代替手工拂刮的风动工具。这种工具要适用于鉗工的修拂，就必需具备輕便、磨研量少、但又要进度快的特性。在十五年内赶上或超过英国的偉大号召下，我们决定选择美国同类型、同規格的风磨机作为竞赛对象，自行設計 58-1 型小风磨机。試制的結果，我们把美貨 Roll Picker (芝加哥出品) 牌号同規格的风磨机远远的抛在后面，轉速竟超过 5,500 轉/分之多 (本厂 14,500 轉/分，美貨 9,000 轉/分)，当正式投入生产，并再改进后，轉速达到 24,000 轉/分，由于軸承特性关系，控制在 16,000 轉/分最高极限。

现将我們設計制造这一类型风磨机和如何戳穿美帝纸老虎的点滴經驗简述于下。

(二)58-1 型手提式風磨機的 結構与動作簡述

这个 58-1 型小風磨機使用 5.5 个大气压的壓縮空氣作为工質。壓縮空氣自接头 A 处进入，經過进風凡而 13 入气閥室，手柄 18 压頂針 20 而推动气閥室内的球閥 12，壓縮空氣由此进入气道 B，經軸承外套 7 中的进气孔 C'，引入气缸上的进气孔 C，此时壓縮空氣已进入气缸推动轉子 1 上的叶片 22，轉子便随之轉动，則裝在砂輪芯子 26 上的砂輪 27 因之轉动。砂輪是与芯子 26 用螺旋接合，砂輪芯子 26 是用并紧螺帽 25 并紧在轉子 1 上的。当轉子轉过 165° 后，壓縮空氣开始自气缸內排出(見圖 2)，由排气道 D 排入罩壳 6 的空间內而入大气。

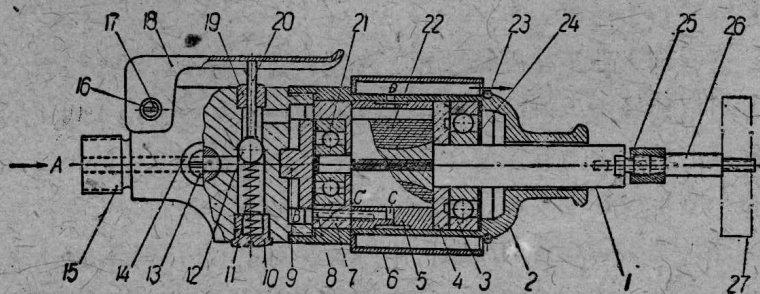


圖 1

进風凡尔 13 是为了当进入的空气压力超过 5.5 大气压时用以調节压力，使轉速不致超过 16,000 轉/分。进气凡而用封圈 14 鎖住，以防脫落。用气缸外壳盖 15 压住气缸后盖 9、軸承 21 的外套 7、气缸 5、气缸前盖 4 及前軸承 3 于气缸外壳 2 內。外套 7 与气缸 5 上的进气口的对准是用插梢 8 来定位的。16 为垫圈，螺釘 17 作为手柄 18 的支点，螺栓

19 作为頂針 20 的导承，彈簧 11 支持在螺栓 10 內，頂住球閥 12 紧貼在球閥座上。气缸后盖 9 作为气道的隔板及防止压缩空气带入粒屑等脏物之用。防尘板 24 即防止外界灰尘垃圾进入軸承 3，起保护作用。套在气缸外壳 2 上的排气罩壳 6 用彈簧箍 23 卡住的。所有零件除軸承外，其他都是普通的中碳鋼及鋁銅合金制成的。

(三) 尺寸选择与理論計算

为了与美貨比較，故决定选用与美貨同一規格：

(1) 选定美貨規格：

偏心率 $e = 0.06''$ ；

轉子半徑 $r = 0.403''$ ；

气缸半徑 $R = 0.463''$ ；

叶片长度 $L = 0.757''$ ；

叶片数 $z = 4$ 。

(2) 无因次偏心率 s ：

$$s = \frac{e}{R} = \frac{0.06}{0.463} = 0.129 \approx 0.13。$$

(3) 角位移值的选定

进气終了与膨胀終了的角度位移值选定：

进气終了角 $\theta_A = 67^\circ + 90^\circ = 157^\circ$ ；

膨胀終了角 $\theta_B = 192^\circ$ 。

这两个角位移值选定方法是：一方面画結構簡图 (图 2)，

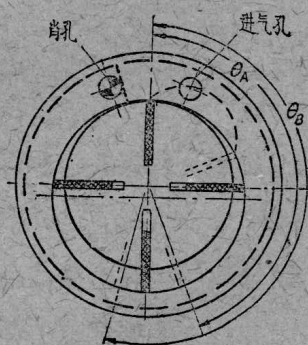


圖 2

另一方面参考了图 3 及表 1 的关系而选定的。

(4) 風磨机的膨脹比計算

由图 3 曲綫 $\varepsilon = 0.13$ 查得滑片扫动的无因次面积:

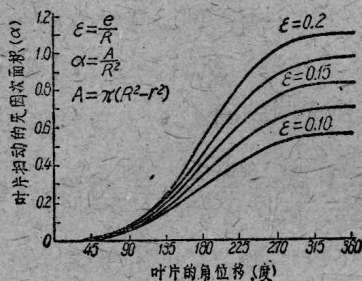


圖 3

当 $\theta_A = 157^\circ$, $\alpha_A = 0.25$;

当 $\theta_B = 192^\circ$, $\alpha_B = 0.44$;

因无因次面积 $\alpha = \frac{A}{R^2}$ 。

式中 A 为滑片扫动的面积。

故 $A_A = \alpha_A \cdot R^2$,

及 $A_B = \alpha_B \cdot R^2$,

則滑片扫动过的体积:

$$V = A \cdot L_0$$

故 $V_A = A_A \cdot L$,

$$V_B = A_B \cdot L,$$

則进气終了与膨脹終了时之容积比

$$\frac{V_B}{V_A} = \frac{A_B}{A_A} = \frac{\alpha_B}{\alpha_A} = \frac{0.44}{0.25} = 1.76。$$

(5) 相当于膨脹循环功的平均指示压力差計算

根据膨脹比查表 1 得相当于膨脹循环的平均压力与进气压力比

$$\frac{P_m}{P_a} = 0.856 \text{ (按比例計算)}。$$

表 1 各种膨胀比下 P_m/P_a

V_B/V_A	n	P_m/P_a
1.50	1.4	0.917
1.67	1.4	0.877
2.00	1.4	0.803
1.50	1.3	0.919
1.67	1.3	0.882
2.00	1.3	0.812

式中: P_m 为平均压力; P_a 为进气口进入叶片。

空间的风压为 70 磅/吋²。

车间内储气筒气压 P_1 为 78 磅/吋²。使用管孔直径为 $\frac{1}{8}$ "~ $\frac{1}{4}$ " 的胶皮管, 每百呎约降压 10 磅/吋², 故 P_a 取 70 磅/吋²。

则 $P_m = 0.856 \cdot P_a = 0.856 \times 84.2 = 72$ 磅/吋² (绝对压力)。

平均指示压力差:

$$\Delta P_m = P_m - P_0$$

式中 P_0 相当于风磨机排气空间的压力。 P_0 在实际上因有排气罩壳, 不能使排气直接排入大气, 该处压力必比大气压大, 但为了计算及无法测量该处气压, 故取 P_0 等于 1 个大气压。

$\therefore \Delta P_m = P_m - 14.2 = 72 - 14.2 = 57.8$ 磅/吋²。

(6) 平均输入扭矩

$$T_{in} = \Delta P_m \cdot C_1 eL \cdot C_3 \cdot R_0$$

式中: C_1 —设计常数, 可查表 2 获得, 一般值等于 1.84;
 C_3 —平均扭矩半径与气缸半径比值 (R_t/R), 一般近于 1, 也可查表 3 获得。

$$T_{in} = 57.8 \times 1.82 \times 0.06 \times 0.757 \times 1 \times 0.463$$

$$= 2.52 \text{ 吋磅}$$

$$= 0.21 \text{ 呎磅。}$$

表 2 設計常數

气缸規格	A	B	C	D	E
e	0.144	0.159	0.064	0.237	0.095
L	2.75	2.370	1.496	3.50	2.25
eL	0.397	0.377	0.0958	0.831	0.214
C_1	1.80	1.88	1.82	1.82	1.87
R	0.986	0.845	0.469	1.296	0.625
Rt	0.972	0.840	0.464	1.29	0.62
R/Rt	1.015	1.005	1.011	1.024	1.007

(7) 叶片摩擦扭矩損耗計算

叶片摩擦扭矩

$$T_v = \mu \cdot 2R^2\pi \cdot N_s \cdot t \cdot L \cdot Z \cdot \frac{1}{h} \cdot \frac{1}{12^3}$$

式中 t —叶片厚度=0.0787"; μ —潤滑油动力粘度 = 5×10^{-4} 磅-g/呎-秒; h —潤滑油受压后厚度, 假定为 0.0003" (因 SAE 同受压后可能达到的厚度为此值); N_s —轉子每秒轉速 = 255 (受載荷轉速最高值) (設計时最高轉速是 266.6 轉/秒)。

$$T_v = \frac{5 \times 10^{-4} \times 2 \times 0.463^2 \times 3.14 \times 255 \times 0.0787 \times 0.757 \times 4}{0.0003 \times 12^3}$$

$$= 0.079 \text{ 呎-磅。}$$

(8) 輸出力矩及功率

輸出力矩

$$T_0 = T_{in} - \frac{T_v}{4},$$

∴

$$T_0 = 0.21 - 0.02$$

$$= 0.19 \text{ 呎-磅。}$$

$$\begin{aligned} \text{輸出功率 } N_0 &= \frac{T_0 \cdot Z \cdot N}{63000} \\ &= \frac{0.19 \times 4 \times 15000}{63000} = 0.18 \text{ 匹馬力。} \end{aligned}$$

(四) 与同类型同規格美制 Roll Picker 風磨机的比較

(1) 輸入扭矩

$$T_{\text{美in}} = \Delta P_m \cdot C_1 e L C_3 R = T_{in}。$$

因規格相同，今假定 ΔP_m 与本厂制的相等。但实际上美制風磨机的进排气道阻力甚大， ΔP_m 大大的低于本厂的风磨机。

$$\text{則 } T_{\text{美in}} = 0.21 \text{ 呎-磅。}$$

(2) 叶片摩擦損耗扭矩

$$T_{\text{美v}} = \mu \cdot 2R^2 \pi N_s \cdot t \cdot L \cdot Z \cdot \frac{1}{h} \cdot \frac{1}{12^3}。$$

美制風磨机受載荷后的最高轉速 $N_s = 93$ 轉/秒，

$$\therefore T_{\text{美v}} = \frac{5 \times 10^{-4} \times 2 \times 0.463^2 \times 3.14 \times 93 \times 0.0787 \times 0.757 \times 4}{0.0003 \times 12^3}$$

$$= 0.0288 \text{ 呎-磅。}$$

(3) 輸出扭矩及功率

$$T_{\text{美0}} = T_{\text{美in}} - T_{\text{美v}} \cdot 4$$

$$= 0.21 - 0.0072 = 0.2028 \text{ 呎-磅；}$$

$$\text{輸出功率 } N_{\text{美0}} = \frac{T_{\text{美0}} \times Z \times N_{\text{美}}}{63000}$$

$$= \frac{0.2028 \times 4 \times 5600}{63000} = 0.072 \text{ 匹馬力。}$$

本厂設計的風磨機馬力增加率：

$$f = \frac{N_0 - N_{\text{美}0}}{N_{\text{美}0}} \%$$

$$= \frac{0.18 - 0.072}{0.072} = 150\%。$$

馬力何以有此高度的增加呢？

馬力所以有这样高的增加，基本上是由于我們作了下述几方面的改进。

(五)設計上进、排氣道的改进

(1) 進氣道的設計与改进

从理論上講，壓縮空氣在風磨機氣缸內所作之功如图4中123451面积所示，但是由于壓縮空氣在进入氣缸之前，

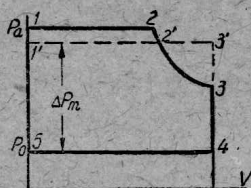


圖 4

在氣道中受阻力影响已損失一分功，进入氣缸內的压力亦由 P_1 降至 P_a ，則風磨機所作之功应是面积 $1'2'3'451'$ 所示。損失的功是面积 $1233'2'1'$ 所示。

进口处压力的降低会降低工具的工作效率。进入压力与功率升降百分率如图5所示。但必需着重指出，随着压力的降低，单位时间内空气的消耗量虽然也降低，可是最后的结果还是提高了单位产品的空气消耗量！而

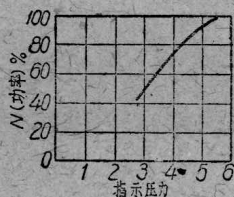


圖 5 風動工具有效功率与空气压力的变化曲线

且空气压缩机的电能或热能消耗量也增多了，因而降低了整个系统的经济性。

因此，对进气道的設計与改进以尽可能的增大进气道截面与减少轉折，避免进气压力的下降。故不采用如图 6 所示的美貨气道，而設計成如图 1 所示的气道。气道通至 B 空间（图 1）少了一个轉折，阻力就較小了；从工艺上看，也简化了一道鉋孔工序。

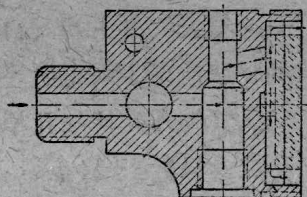


圖 6 美貨进气道圖

由前所述，提高机具的工作效率来縮短单位产品生产周期必須增加压缩空气的流量。故而如何以一定流量的空气作出最大的功来，这便是改进进气道的第二个主要問題。这方面是以增大进气道截面着手，为了超过美貨，达到使用者輕巧要求以及不减弱进风口頸处的强度，进风口 A（图 1）口徑取定为 $\frac{13''}{64}$ （或 5 公厘），气缸上的气道較美貨（ $\phi \frac{1''}{16}$ ）大，直径为 3 公厘，射气樑亦增寬为 $\frac{3''}{32}$ （或 2.5 公厘）。故整个进气道的設計比美貨較为合理，阻力亦小。这点已由制造結果証实。

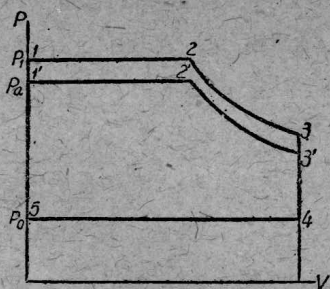


圖 7

(2) 排气管的设计与改进

从图 7 可見风磨机所作之功为面积 12345 或面积 1'2'3'45 所表示（此时面积 122'1' 应等于面积 2'3'3'），則 ΔP_m 即表示叶片前后的平均压力差。 ΔP_m 值大小除进气压力 P_a 影响它外，尚有排

气压力对它的影响。图中 P_0 值表示排气口临近处的压力， P_0 值大则 ΔP_m 小。为此，在风磨机中最理想的 P_0 值是等于大气压，其原因与进气压力降同。因而对 58-1 型风磨机排气道作了如下的改进：

一、增大气缸上排气口宽度，并延长排气时间。但应在最大的膨胀情况下求得这一时间。

二、气缸外壳排气孔增多，并依气缸上排气口长度布置排气孔位及只数（4 只 $\phi \frac{1}{8}$ 孔）。

三、采用排气罩壳结构，使排气向前用作清洁加工工件表面。

（六）影响风磨机功率大小的工艺因素

（1）几个主要零件加工精度对输入功率的影响

首先是转子两端间隙对输入功率的影响很大。如第一只风磨机转子两端间隙约 0.0072 吋，此时空转转速仅 14,500 转/分，当投入成批生产时，规定允许有 0.0035 到 0.004 吋，空转转速高达 18,000 到 19,500，如再缩小间隙，转子在大小直径处形成尖角，加工不便，且引起度量困难，又要增加钳工修正，故以 0.0035 到 0.004 吋间隙较为合适。

转子外圆的同心度要求甚高，轴承外壳内外圆同心度等都规定不应超过 0.01 公厘，过大时引起三眼不直，在高转速时，轴承容易发热，转速亦会降低。

叶片在转子的叶榫中，其侧隙亦不宜太大，否则引起漏气，降低输入功率。一般由于槽太狭，不易测量，故规定叶片装入槽中，不会自由落下，在气缸内用手转动转子时，叶片因离心力而能自槽中滑出就可。

(2) 裝配方面對輸入功率的影響

轉子兩端的軸承不宜用緊的輕迫合座，最好是能用一個大姆指壓進軸承中，或壓入軸承座窩內。否則轉動不靈活，似有灰塵在內一樣，這也會影響轉速以及滾子軸承使用壽命。

其次是氣缸裝入氣缸外殼時，氣缸的排氣口應與外殼的排氣孔對齊，如恰好完全叉開，則轉速竟會降低3,000到4,000轉不等。

(七) 性能試驗

由於無測功設備，僅對其工作效率及負荷時的轉速作了試驗：

(1) 工作效率試驗

使用 $1\frac{1}{2}$ " 外徑、厚度為 $\frac{1}{2}$ " 的綠色碳化矽砂輪磨研 C418-36 鑄鐵，砂輪不作平面移動，僅作進入運動，這樣磨研深度達2公厘時僅40秒。美貨作同樣試驗，深度相同，需時約120秒。本廠的工作效率為美貨的3倍。

(2) 負荷轉速試驗

作這個試驗時，砂輪同上，砂輪對生鐵的壓力約相等，其結果如表3所示。

表3 轉速試驗記錄

本 廠 造		美 國 貨	
空 轉 轉 速 轉/分	負 荷 轉 速 轉/分	空 轉 轉 速 轉/分	負 荷 轉 速 轉/分
19400	15300	9400	5600
18000	13250		
16050	12500		
13000	9000		
9000	6250		

注：國貨轉速是同一個風磨機因調節風量改變的。

(八)尾 語

58-1 型风磨机的設計使单位馬力重量較美貨輕，而工作效率高 3 倍。再如美貨零件使用都采用合金鋼，軸承为特殊規格的。而 58-1 型零件材料都采用国产普通中碳鋼，軸承亦采用工人牌标准軸承。这样达到了維修費用低的要求，使用极为輕便。