

# 提高气动马达效率的有效途径

广东工学院机械工程系 张绍裘

## 摘 要

本文论述了通过改进结构设计,可使活塞式气动马达和叶片式气动马达的气缸和气腔有效工作容积增大,并消除排气过程的压缩负功,从而有效地增大气动马达的功率和提高效率。文中用了这两种气动马达的改进设计计算实例来加以论证。

叙词: 气动马达 效率 工作容积 配气机构 排气角度

## 一、引 言

气动马达有很多优点,但效率低是它的一大缺点。

当前,在世界能源比较短缺的情况下,如何提高气动马达的效率,尤其是提高大功率气动马达的效率,这是一个很值得研究的问题。

通常,在设计气动马达时,考虑尽量减少进气、排气的压力损失,并且提高制造精度,采取这些措施可使气动马达的效率有所提高。但是,对于正反转性能相同的气动马达来说,通过改进设计配气机构,尽可能充分地合理地提高压缩空气能量利用率,并消除排气过程的压缩负功,是提高气动马达效率的最有效、最有潜力可挖的途径。

## 二、正反转性能相同的 径向活塞式气动马达

### 1. 对称结构阀芯的气动马达

径向活塞式气动马达的工作,是靠其与曲轴同步旋转的配气阀芯与阀套配气孔相对

运动,使气缸有规律的进气、排气而实现的。一般正反转性能相同的径向活塞式气动马达,其配气阀芯的进、排气孔是对称结构,如图1或图2所示。

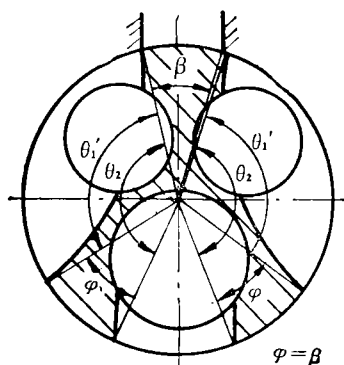


图 1

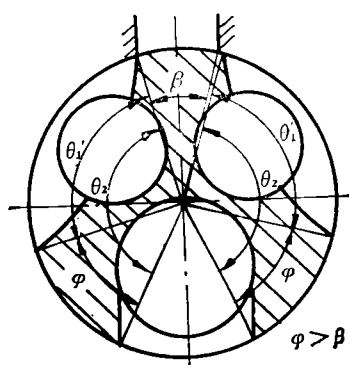


图 2

凿岩机械气动工具, 1995 (1)

图1所示配气阀芯的径向活塞式气动马达，由于阀芯的 $\varphi$ 角与阀套孔的 $\beta$ 角相等，气缸进气结束后就立即开始排气，只靠进入气缸压力为 $p_1$ 的压缩空气直接推动活塞做功，完全没有利用压缩空气膨胀的能量来做功，因此压缩空气的能量利用率很低。其理论示功图如图3所示，压缩空气对活塞所做

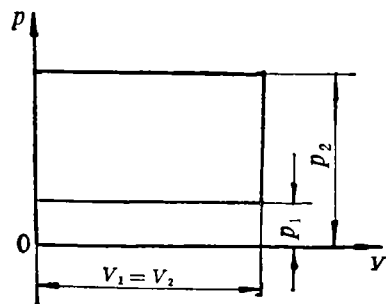


图3

的理论功为：

$$L = p_1 V_1 - p_2 V_2 = (p_1 - p_2) V \quad (1)$$

图2所示配气阀芯的气动马达，由于阀芯上的 $\varphi$ 角大于阀套孔的 $\beta$ 角，气缸进气结束后并不立即排气，而是要继续转过 $(\varphi - \beta)$ 角后才开始排气。在此期间，气缸内的压缩空气由压力 $p_1$ 膨胀到压力降为 $p_2'$ ，继续推动活塞做功，压缩空气的能量利用率比前者高。但由于阀芯是对称结构，其排气过程存在压缩负功，并且主排气孔所占的角度较大，因而排气提前角也较大，气缸的有效工作容积 $V_2$ 不能达到应有的最大值。

这种配气阀芯的气动马达，其工作过程及理论示功图分别如图4、图5所示。一个理论工作循环中，压缩空气对气动马达一个气缸的活塞所做的总理论功为 $[1][2][3]$ ，

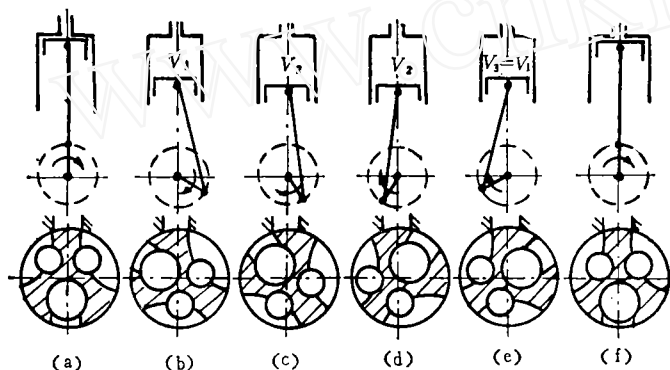


图4

a. 开始进气 b. 进气终了 c. 膨胀终了 d. 第一次排气终了 e. 压缩终了 f. 开始下一次进气

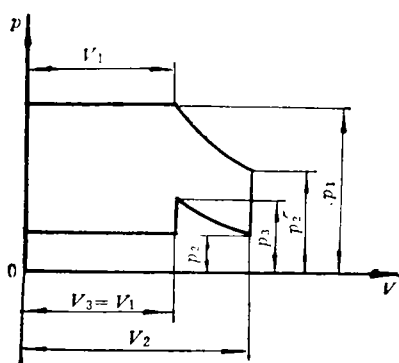


图5

$$\begin{aligned} L &= p_1 V_1 + \int_{V_1}^{V_2} p dV - \int_{V_3}^{V_2} p dV \\ &\quad - p_2 V_3 \\ &= V_2 \left\{ \frac{1}{\varepsilon_v} (p_1 - p_2) + \frac{1}{n-1} \right. \\ &\quad \times \left[ p_1 \left( \frac{1}{\varepsilon_v} - \frac{1}{\varepsilon_v^n} \right) + p_2 (1 - \varepsilon_v^{n-1}) \right] \left. \right\} \quad (2) \end{aligned}$$

式中  $p_1$ 、 $p_2$ ——分别为进气、排气绝对压力

$V_1$ 、 $V_2$ ——分别为进气终了、膨胀终了时的气缸容积

$n$ ——多变过程指数, 一般 $n=1.25\sim 1.3$

$\varepsilon_v$ ——膨胀比,  $\varepsilon_v = \frac{V_2}{V_1}$ , 一般取 $\varepsilon_v = 1.15\sim 1.3$

## 2. 改进设计配气机构的气动马达

将气动马达正转和反转时阀芯的进、排气分别布置在阀芯不同轴向位置的两个截面上, 正转时由(a)截面配气, 反转时由(b)截面配气, 如图6所示。两个配气截面的转

换, 由控制气动马达换向的换向阀并联气路推动阀芯轴向移动来实现。采用这种结构配气阀芯的气动马达, 可使气缸的有效工作容积 $V_2$ 增大(当然要有适当的排气提前角), 并使膨胀功增大而又消除了排气过程的压缩负功, 从而提高了压缩空气的能量利用率。

这种马达的工作过程及理论示功图分别如图7、图8所示。一个理论工作循环中, 压缩空气对气动马达一个气缸的活塞所做的总理论功为<sup>[3]</sup>:

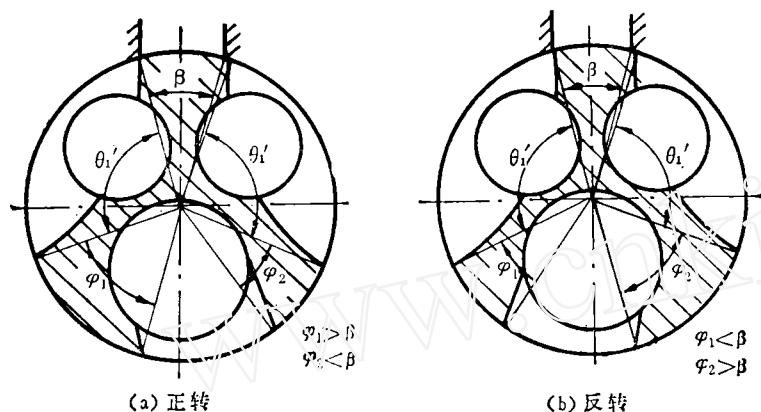


图6

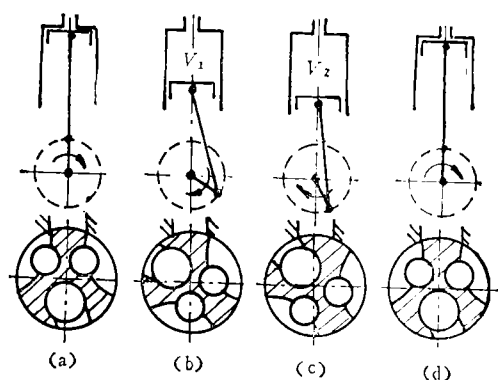


图7

a. 开始进气 b. 进气終了 c. 膨胀終了  
d. 开始下一次进气

$$L = p_1 V_1 + \int_{V_1}^{V_2} p dV - p_2 V_2$$

$$= V_2 \left\{ p_1 \left[ \frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{n-1} \left( \frac{1}{\varepsilon_v} - \frac{1}{\varepsilon_v^n} \right) \right] - p_2 \right\} \quad (3)$$

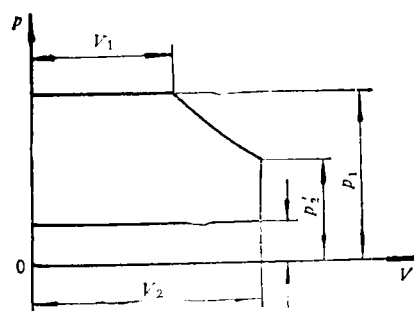


图8

式中各符号与式(2)相同。 $\varepsilon_v$ 可取比前者偏大。

## 三、正反转性能相同的叶片式气动马达

### 1. 主排气孔位置固定的气动马达

一般正反转性能相同的叶片式气动马

凿岩机械气动工具, 1995 (1)

达,其进(排)气孔和主排气孔对称布置在气缸上,位置固定不变。这种马达的工作过程如图9所示,其理论示功图与图5相同。在一个理论工作循环中,压缩空气对气动马达一个气腔的叶片所做的总理论功为〔4〕,

$$L = p_1 V_1 + \int_{V_1}^{V_2} p dV - \int_{V_3}^{V_2} p dV - p_2 V_3$$

$$= V_2 \left\{ \frac{1}{\varepsilon_v} (p_1 - p_2) \frac{1}{n-1} \left[ p_1 \times \left( \frac{1}{\varepsilon_v} - \frac{1}{\varepsilon_v^n} \right) + p_2 (1 - \varepsilon_v^{n-1}) \right] \right\}$$

(4)

式中  $p_1$ 、 $p_2$ ——分别为进气、排气绝对压力

$V_1$ 、 $V_2$ ——分别为进气终了、膨胀终了时气腔的容积

$n$ ——多变过程指数,一般取  $n = 1.25 \sim 1.3$

$\varepsilon_v$ ——膨胀比,  $\varepsilon_v = \frac{V_2}{V_1}$ , 一般可

取〔6〕 $\varepsilon_v = 1.3 \sim 1.6$

这种配气机构的叶片式气动马达,其缺点与前述的对称结构阀芯的活塞式气动马达相似,其排气过程存在压缩负功,而且气腔

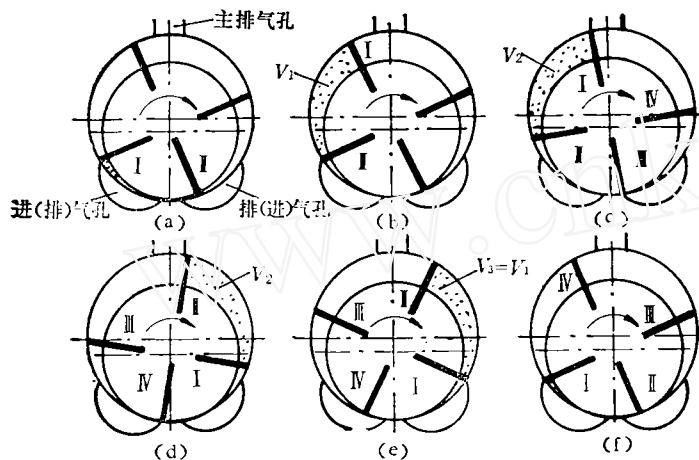


图9

a. 开始进气 b. 进气终了 c. 膨胀终了 d. 第一次排气终了  
e. 压缩终了 f. 开始下一次进气

有效工作容积  $V_2$  远远未达到应有的最大值。

## 2. 具有正反转换排气角度机构的叶片式气动马达〔5〕

针对上述主排气孔位置固定的叶片式气动马达的缺点,把主排气孔设置在马达两个端盖上。当马达正、反转时能自动控制两个端盖转过某一角度,也就是改变了主排气孔的角度,如图10所示。这样就使马达的气腔有效工作容积  $V_2$  达到应有的最大值(提前  $10^\circ \sim 15^\circ$  开始排气),并消除排气过程的压缩负功,从而增大马达的功率和提高效率。这种配气机构的马达,其理论示功图和图8相

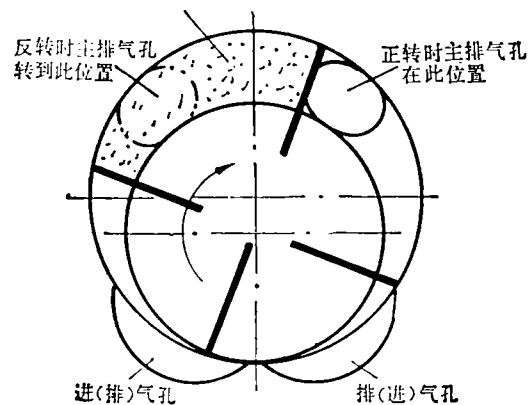


图10

同。在一个理论工作循环中，压缩空气对气动马达的一个气腔的叶片所做的总理论功为：

$$L = p_1 V_1 + \int_{V_1}^{V_2} p dV - p_2 V_2$$

$$= V_2 \left\{ p_1 \left[ \frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{n-1} \left( \frac{1}{\varepsilon_v} - \frac{1}{\varepsilon_v^n} \right) \right] - p_2 \right\} \quad (5)$$

式中各符号与式(4)相同， $\varepsilon_v$ 可取比前者偏大。

#### 四、设计计算实例

**例1** 有一正反转性能相同的五缸曲轴连杆径向活塞式气动马达，气缸内径  $D=90\text{mm}$ ，偏心距  $e=30\text{mm}$ ，连杆长度  $l=120\text{mm}$ ，配气阀芯及阀套的进排气孔角度如图11所示，进气绝对压力为  $0.6\text{MPa}$ ，排气压力为  $0.1\text{MPa}$ ，额定转速为  $850\text{r/min}$ 。计算气动马达的输出功率。当配气阀的结构改为图12所示时，其输出功率为多大？

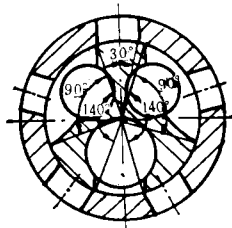


图11

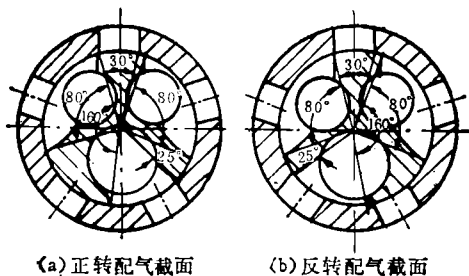


图12

计算方法可参看文献[1]、[3]。

1. 配气阀如图11所示时

进气角度  $\theta_1 = 90^\circ + 30^\circ = 120^\circ$

开始排气时曲轴相对于上死点的转角

$$\theta_2 = 140^\circ$$

进气终了和开始排气时活塞端面相对于曲轴回转中心的距离分别为

$$x_1 = e \cos \theta_1 + l \sqrt{1 - \left(\frac{e}{l}\right)^2 \sin^2 \theta_1}$$

$$= 0.03 \cos 120^\circ$$

$$+ 0.12 \sqrt{1 - \left(\frac{0.03}{0.12}\right)^2 \sin^2 120^\circ}$$

$$= 0.102(\text{m})$$

$$x_2 = e \cos \theta_2 + l \sqrt{1 - \left(\frac{e}{l}\right)^2 \sin^2 \theta_2}$$

$$= 0.03 \times \cos 140^\circ$$

$$+ 0.12 \sqrt{1 - \left(\frac{0.03}{0.12}\right)^2 \sin^2 140^\circ}$$

$$= 0.0955(\text{m})$$

进气终了时和开始排气时(膨胀终了时)气缸容积分别为

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} (l + e - x_1)$$

$$= \frac{\pi \times 0.09^2}{4} (0.12 + 0.03 - 0.102)$$

$$= 3.05 \times 10^{-4}(\text{m}^3)$$

$$V_2 = \frac{\pi D^2}{4} (l + e - x_2)$$

$$= \frac{\pi \times 0.09^2}{4} (0.12 + 0.03 - 0.0955)$$

$$= 3.47 \times 10^{-4}(\text{m}^3)$$

$$\text{膨胀比 } \varepsilon_v = \frac{V_2}{V_1} = \frac{3.47 \times 10^{-4}}{3.05 \times 10^{-4}} = 1.14$$

气动马达一个理论工作循环中，压缩空气对一个气缸的活塞所做的总理论功为(取过程指数  $n=1.3$ )：

$$L = V_2 \left\{ \frac{1}{\varepsilon_v} (p_1 - p_2) + \frac{1}{n-1} \right.$$

$$\times \left[ p_1 \left( \frac{1}{\varepsilon_v} - \frac{1}{\varepsilon_v^n} \right) + p_2 (1 - \varepsilon_v^{n-1}) \right] \left. \right\}$$

$$= 3.47 \times 10^{-4} \times \left\{ \frac{1}{1.14} (6 - 1) \times 10^5 \right.$$

凿岩机械气动工具，1995(1)

$$+ \frac{1}{1.3-1} \left[ 6 \times 10^5 \times \left( \frac{1}{1.14} - \frac{1}{1.14^{1.3}} \right) + 1 \times 10^5 \times \left( 1 - 1.14^{1.3-1} \right) \right] \}$$

$$= 171.2(\text{J})$$

气动马达的理论功率为:

$$N = LZn = 171.2 \times 5 \times 850/60$$

$$= 12127(\text{W})$$

气动马达的有效输出功率为 (取气动马达的多变总效率  $\eta = 0.5$ ):

$$N_s = N\eta = 12127 \times 0.5 = 6063(\text{W})$$

$$\approx 6.06(\text{kW})$$

2. 配气阀结构如图12所示时

$$\theta_1 = 80^\circ + 30^\circ = 110^\circ$$

$$\theta_2 = 160^\circ$$

$$x_1 = 0.03 \cos 110^\circ$$

$$+ 0.12 \sqrt{1 - \left( \frac{0.03}{0.12} \right)^2 \sin^2 110^\circ}$$

$$= 0.1064(\text{m})$$

$$x_2 = 0.03 \cos 160^\circ$$

$$+ 0.12 \sqrt{1 - \left( \frac{0.03}{0.12} \right)^2 \sin^2 160^\circ}$$

$$= 0.0914(\text{m})$$

$$V_1' = \frac{\pi \times 0.09^2}{4} (0.12 + 0.03 - 0.1064)$$

$$= 2.77 \times 10^{-4}(\text{m}^3)$$

$$V_2' = \frac{\pi \times 0.09^2}{4} (0.02 + 0.03 - 0.0914)$$

$$= 3.73 \times 10^{-4}(\text{m}^3)$$

$$e_v = \frac{3.73 \times 10^{-4}}{2.77 \times 10^{-4}} = 1.35$$

$$L' = V_2' \left\{ p_1 \left[ \frac{1}{e_v} + \frac{1}{n-1} \left( \frac{1}{e_v} - \frac{1}{e_v^n} \right) \right] - p_2 \right\}$$

$$= 3.73 \times 10^{-4} \times \left\{ 6 \times 10^5 \times \left[ \frac{1}{1.35} + \frac{1}{1.3-1} \left( \frac{1}{1.35} - \frac{1}{1.35^{1.3}} \right) \right] - 1 \times 10^5 \right\}$$

$$= 176(\text{J})$$

$$N' = 176 \times 5 \times 850/60 = 12467(\text{W})$$

$$N_s' = 12467 \times 0.5 = 6233(\text{W})$$

$$\approx 6.23(\text{kW})$$

前后两者相比

$$V_1'/V_1 = 2.77 \times 10^{-4} / 3.05 \times 10^{-4}$$

$$= 0.9$$

$$N_s'/N_s = 6.23/6.06 = 1.028$$

计算结果相比表明, 后者的耗气量仅为前者的90%, 而后者功率却比前者大2.8%。

例2 某正反转性能相同的叶片式气动马达, 其气缸内半径  $R = 67.5\text{mm}$ , 转子半径  $r = 57.5\text{mm}$ , 偏心距  $e = 10\text{mm}$ , 气缸、转子长度  $l = 175\text{mm}$ , 叶片数  $Z = 4$ , 叶片厚度  $\delta = 6\text{mm}$ , 配气角度如图13所示。马达的进气绝对压力为  $0.6\text{MPa}$ , 排气绝对压力为  $0.1\text{MPa}$ , 额定转速为  $2800\text{r/min}$ , 计算其输出功率。若马达主排气孔改进设计成图14所示的可转换角度, 其输出功率为多大?

计算方法参看文献 [4]。

1. 图13所示配气角度的马达

$$\text{进气角 } \varphi_1 = \varphi_c - \beta/2 = 130^\circ - 90^\circ/2 = 85^\circ$$

进气终了时气腔理论面积为

$$A_1 = e^2 \sin \frac{\pi}{Z} \cos \frac{\pi}{Z} \cos^2 \varphi_1$$

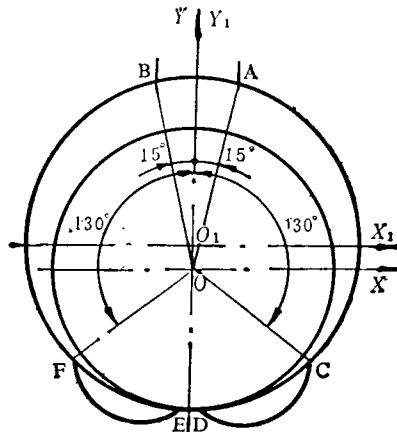


图13

$$\varphi_1 = 130^\circ - 90^\circ/2 = 85^\circ$$

$$\varphi_2 = 15^\circ + 90^\circ/2 = 60^\circ$$

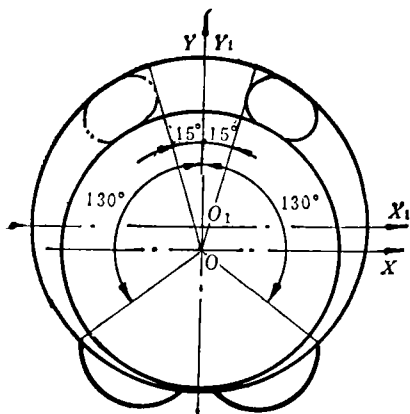


图14

$$\varphi_1 = 85^\circ \quad \varphi_2 = -15^\circ + 90^\circ/2 = 30^\circ$$

$$\begin{aligned} & + 2R \sin \frac{\pi}{Z} \cos \varphi_1 + \left( \frac{e^2}{2} + R^2 \right. \\ & \left. - r^2 \right) \frac{\pi}{Z} - \frac{e^2}{2} \sin \frac{\pi}{Z} \cos \frac{\pi}{Z} \\ & = 0.01^2 \sin \frac{\pi}{4} \cos \frac{\pi}{4} \cos^2 85^\circ + 2 \\ & \quad \times 0.0675 \times 0.01 \sin \frac{\pi}{4} \times \cos 85^\circ \\ & \quad + \left( \frac{0.01^2}{2} + 0.0675^2 - 0.0575^2 \right) \\ & \quad \times \frac{\pi}{4} - \frac{0.01^2}{2} \times \sin \frac{\pi}{4} \cos \frac{\pi}{4} \\ & = 1.0796 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)} \end{aligned}$$

$$\varphi_2 = \varphi_A + \beta/2 = 15^\circ + 90^\circ/2 = 60^\circ$$

膨胀终了时气腔的理论面积为:

$$\begin{aligned} A_2 & = e^2 \sin \frac{\pi}{Z} \cos \frac{\pi}{Z} \cos^2 \varphi_2 \\ & \quad + 2R \sin \frac{\pi}{Z} \cos \varphi_2 + \left( \frac{e^2}{2} + R^2 - r^2 \right) \\ & \quad \times \frac{\pi}{Z} - \frac{e^2}{2} \sin \frac{\pi}{Z} \cos \frac{\pi}{Z} \\ & = 0.01^2 \sin \frac{\pi}{4} \cos \frac{\pi}{4} \cos^2 60^\circ + 2 \\ & \quad \times 0.0675 \times 0.01 \sin \frac{\pi}{4} \times \cos 60^\circ \\ & \quad + \left( \frac{0.01^2}{2} + 0.0675^2 - 0.0575^2 \right) \frac{\pi}{4} \\ & \quad - \frac{0.01^2}{2} \times \sin \frac{\pi}{4} \cos \frac{\pi}{4} \\ & = 1.4858 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)} \end{aligned}$$

气腔面积收缩系数

$$\begin{aligned} \lambda & = 1 - \frac{\delta Z}{2\pi R} = 1 - \frac{4 \times 6}{2\pi \times 67.5} \\ & = 0.9434 \end{aligned}$$

进气终了、膨胀终了时气腔有效面积为:

$$\begin{aligned} A_{11} & = \lambda A_1 = 0.9434 \times 1.0796 \times 10^{-3} \\ & = 1.0185 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{22} & = \lambda A_2 = 0.9434 \times 1.4858 \times 10^{-3} \\ & = 1.41 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)} \end{aligned}$$

进气终了、膨胀终了时气腔容积为

$$\begin{aligned} V_1 & = A_{11} l = 1.0185 \times 10^{-3} \times 0.175 \\ & = 1.782 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_2 & = A_{22} l = 1.41 \times 10^{-3} \times 0.175 \\ & = 2.4675 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)} \end{aligned}$$

$$\varepsilon_v = \frac{V_2}{V_1} = \frac{2.4675 \times 10^{-4}}{1.782 \times 10^{-4}} = 1.38$$

一个理论工作循环中,压缩空气对气动马达一个气腔的叶片所做的总理论功为(取多变过程指数 $n=1.3$ ):

$$\begin{aligned} L & = V_2 \left\{ \frac{1}{\varepsilon_v} (p_1 - p_2) + \frac{1}{n-1} \right. \\ & \quad \times \left[ p_1 \left( \frac{1}{\varepsilon_v} - \frac{1}{\varepsilon_v^n} \right) + p_2 (1 - \varepsilon_v^{n-1}) \right] \Big\} \\ & = 2.4675 \times 10^{-4} \left\{ \frac{1}{1.38} \times (6 - 1) \right. \\ & \quad \times 10^5 + \frac{1}{1.3-1} \left[ 6 \times 10^{-6} \right. \\ & \quad \times \left( \frac{1}{1.38} - \frac{1}{1.38^{1.3}} \right) + 1 \times 10^6 \\ & \quad \times (1 - 1.38^{1.3-1}) \Big] \Big\} \\ & = 114 \text{ (J)} \end{aligned}$$

气动马达的理论功率为:

$$\begin{aligned} N & = LZn = 114 \times 4 \times 2800/60 \\ & = 21280 \text{ (W)} = 21.28 \text{ (kW)} \end{aligned}$$

气动马达的有效输出功率为(设 $\eta=0.48$ )

$$N_e = N\eta = 21.28 \times 0.48 = 10.2 \text{ (kW)}$$

2. 图14所示主排气孔改进设计的马达

$V_1$ 与前者相同,即

$$V_1 = 1.782 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)}$$

$$\varphi_2 = -15^\circ + 90^\circ/2 = 30^\circ.$$

凿岩机械气动工具, 1995 (1)

膨胀终了时气腔理论面积为

$$\begin{aligned} A_2' &= e^2 \sin \frac{\pi}{Z} \cos \frac{\pi}{Z} \cos^2 \varphi_2 + 2Re \sin \frac{\pi}{Z} \\ &\times \cos \varphi_2 + \left( \frac{e^2}{2} + R^2 - r^2 \right) \frac{\pi}{Z} - \frac{e^2}{Z} \sin \frac{\pi}{Z} \\ &\times \cos \frac{\pi}{Z} = 0.01^2 \sin \frac{\pi}{4} \cos \frac{\pi}{4} \cos^2 30^\circ + 2 \\ &\times 0.0675 \times 0.01 \times \sin \frac{\pi}{4} \cos 30^\circ \\ &+ \left( \frac{0.01^2}{2} + 0.0675^2 - 0.0575^2 \right) \\ &\times \frac{\pi}{4} - \frac{0.01^2}{2} \sin \frac{\pi}{4} \cos \frac{\pi}{4} \\ &= 1.86 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)} \end{aligned}$$

膨胀终了时气腔有效容积为:

$$\begin{aligned} V_2' &= \lambda A_2' l = 0.9434 \times 1.86 \times 10^{-3} \\ &\times 0.175 = 3.07 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)} \\ \text{膨胀比 } \varepsilon_r &= \frac{V_2'}{V_1} = \frac{3.07 \times 10^{-4}}{1.782 \times 10^{-4}} \\ &= 1.7 \end{aligned}$$

一个理论工作循环中, 压缩空气对气动马达一个气腔的叶片所做的总理论功为:

$$\begin{aligned} L' &= V_2' \left\{ p_1 \left[ \frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{1}{n-1} \left( \frac{1}{\varepsilon_r} - \frac{1}{\varepsilon_r^n} \right) \right] \right. \\ &\quad \left. - p_2 \right\} = 3.07 \times 10^{-4} \times \left\{ 6 \times 10^5 \right. \\ &\quad \times \left[ \frac{1}{1.7} + \frac{1}{1.3-1} \times \left( \frac{1}{1.7} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{1}{1.7^{1.3}} \right) \right] - 1 \times 10^5 \left. \right\} \\ &= 130.8 \text{ (J)} \end{aligned}$$

气动马达的理论功率为:

$$\begin{aligned} N' &= L' Z n = 130.8 \times 4 \times 2800/60 \\ &= 24416 \text{ (W)} \end{aligned}$$

气动马达的有效输出功率为:

$$\begin{aligned} N_s' &= N' \eta = 24416 \times 0.48 = 11720 \text{ (W)} \\ &= 11.72 \text{ (kW)} \end{aligned}$$

$$N_s'/N_s = 11.72/10.2 = 1.15$$

后者的功率比前者增大15%。

若取与前者相同的膨胀比, 即取  $\varepsilon_r = 1.38$  (适当增大进气孔的角度便可实现), 则

$$\begin{aligned} V_1'' &= V_2/\varepsilon_r = 3.07 \times 10^{-4}/1.38 \\ &= 2.22 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)} \end{aligned}$$

$$L'' = 3.07 \times 10^{-4} \left\{ 6 \times 10^5 \times \left[ \frac{1}{1.38} \right. \right.$$

凿岩机械气动工具, 1995 (1)

$$\begin{aligned} &+ \frac{1}{1.3-1} \times \left( \frac{1}{1.38} - \frac{1}{1.38^{1.3}} \right) \left. \right\} \\ &- 1 \times 10^5 \left. \right\} = 143.76 \text{ (J)} \end{aligned}$$

$$N'' = 143.76 \times 4 \times 2800/60 = 26835 \text{ (W)}$$

$$\begin{aligned} N_s'' &= 26835 \times 0.48 = 12880 \text{ (W)} \\ &= 12.88 \text{ (kW)} \end{aligned}$$

$$N_s''/N_s = 12.88/10.2 = 1.26$$

后者比原来的功率增大26%, 可使马达单位功率的机重减小。但膨胀比不增大, 压缩空气的能量利用率无明显提高。

## 五、结论

由以上两个设计计算实例可知: 气动马达的配气机构改进设计后, 虽然气动马达本身的效率  $\eta$  不提高, 但由于增大了气缸或气腔的有效工作容积  $V_2$ , 使压缩空气膨胀做功的体积可以达到较大, 也就是提高了压缩空气的能量利用率, 并且消除了排气过程的压缩负功, 这就相当于提高了气动马达的效率。从例1中可以看出, 改进配气机构设计, 耗气量减小而功率却增大, 这就相当于提高了气动马达的效率。从例2中可以看出, 经改进配气机构设计, 在耗气量不变的情况下, 功率增大了15%, 这显然是相当于大大提高了气动马达的效率。

由此可见, 改进气动马达配气机构, 是提高气动马达效率的一条有效途径。

## 参考文献

- 1 张绍裘等. 径向活塞式风马达主要参数的设计计算. 凿岩机械与风动工具, 1979 (2)
- 2 张绍裘. 曲轴滑杆活塞式气马达主要参数的设计计算. 凿岩机械与风动工具, 1980 (3)
- 3 张绍裘. 关于提高气马达效率问题的探讨. 广东机械, 1983 (2)
- 4 张绍裘. 叶片式气马达主要参数的设计计算. 工程机械, 1982 (11)
- 5 张绍裘. 具有正反转换排气角度机构的叶片式气动马达. 中国发明专利, 85104766.1号.
- 6 张绍裘. 如何合理选择气马达的进气容积和膨胀终了容积. 凿岩机械与风动工具, 1982 (2)

(收稿日期: 1994-09-21)