

DH-1型动物呼吸机的机械设计

医学仪器实验厂 罗建明

引言

以往,国内医学实验室所用的动物人工呼吸机多为笨重而粗糙的“斯氏”呼吸机,这种呼吸机的缺点是,潮气量及呼吸频率的调节不方便,而且潮气输出精度不高(即机子的气体泄漏大),为了能改善这一落后面貌,我校于1977年底开始在研制“小儿人工呼吸机”的基础上,进行了“动物实验人工呼吸机”的研制工作。

机械总体设计

一、整机设计思想及原理

医学实验用动物,多数为小型动物如:白鼠、豚鼠、兔、猫、猴、小狗等。由于上述动物的呼吸道通流直径,比一般中型动物及人的呼吸道通流直径要小得多,根据泊肃叶定律有:

$$Q = -\frac{dv}{dt} = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{r^4}{\eta} \cdot \frac{P_1 - P_2}{L} \quad \text{即}$$

$$\text{流阻} = \frac{\Delta P}{Q} = \frac{8\eta L}{\pi r^4}$$

式中:

$\Delta P = P_1 - P_2$ —管道开始与终末之间压强差 (dyn/cm^2)

Q —单位时间流量 (cm^3/s)

L —管道长度 (cm)

η —流体动力粘滞性系数 (P)

r —管道半径 (cm)

从上式可知:由于对空气来讲 $\frac{8\eta}{\pi}$ 为常数(当 40°C 时 $\eta = 1.9 \times 10^{-4} P$),因此,当管道长度 L 为定值时,其流阻是随 $1/r^4$ 的变化而变化,所以管道半径是决定气道流阻的主

要因素, r 越小则气阻越大,因此对小型动物用实验呼吸机的主要要求是,希望压缩机有较好的输出硬特性,也就是要保证在输出端(即动物气管切口处)阻抗较高时,压缩机输出的气体量仍能保持其额定值不变或变化极小。

要使呼吸机实际输出气体尽可能地接近其压缩机气缸理论容积,在设计时必须注意到以下二点:

1. 压缩气体流经之处,不可有弹性元件(包括压缩机本身),以避免气体在该处膨胀,从而减少机子的气体输出量。

2. 设法减少压缩机及气路中的气体泄漏。

根据上述要求,在进行方案设计时采用活塞式压缩机构,及以填料聚四氟乙烯作活塞环,这种机构的气缸和活塞均为刚性结构,在一般情况下不会产生弹性变形,并且使用寿命长,尤其采用聚四氟乙烯填料活塞环后,缸内无须用油润滑,因此不会污染缸内气体及管道。

至于气体泄漏问题比较复杂,它不仅与气缸直径有关,而且还与气缸内压强,活塞运动速度,活塞环胀力及其结构精度等因素有关。在这里先谈一下气缸直径对潮气输出精度的影响及解决办法,后者我们将它放在压缩机结构设计计算中去解决。

我们知道一般呼吸机上,压缩机活塞速度较低,在低速情况下,如果气缸直径大,则沿活塞一周的内泄漏也大,而小直径气缸正好相反。又在较大容积的情况下,由于结构及加工工艺上的原因,不可能将气缸加工得很长,从而缩小缸径。因此我们设计如图

1 中的双缸机构, 设每缸额定容量为70ml, 工作时两缸交替使用, 当动物所需潮气量为70ml以下时, 就用缸前腔输出的气体, 如潮气量在70~140ml时, 则可同时用一缸前腔V_I(或V_{I'})及另一缸后腔V_{I'}(或V_I)的气体, 即

$$V = V_I + V_{I'}$$

两缸前后腔气体的联接是经分配阀来实现的, 因此从理论上讲, 我们只要按70ml的容积来设计计算气缸的几何尺寸, 而实际上可得到140ml的最大容积。从气缸容积与行程及其内径的简单关系式:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} S \quad \text{即} \quad D = \sqrt{\frac{4V}{\pi S}}$$

式中: D—气缸直径 (cm)

V—气缸容积 (ml)

S—活塞行程 (cm)

可知, 在行程不变的情况下, V值下降, 则气缸内径也随之缩小。这样即可达到在较大容积的情况下, 又可保证有较小的气缸直径, 从而减少气体的内泄漏。采用双缸的另一优点是, 当一侧气缸压气时, 另一侧吸气, 故可省去电机作急速反转, 完成吸气过程的动作, 这样可减少机械损耗及机子噪声。上述论点即是“DH-1 动物人工呼吸机”的机械总体设计依据。

这样设计后的呼吸机工作原理如图1。

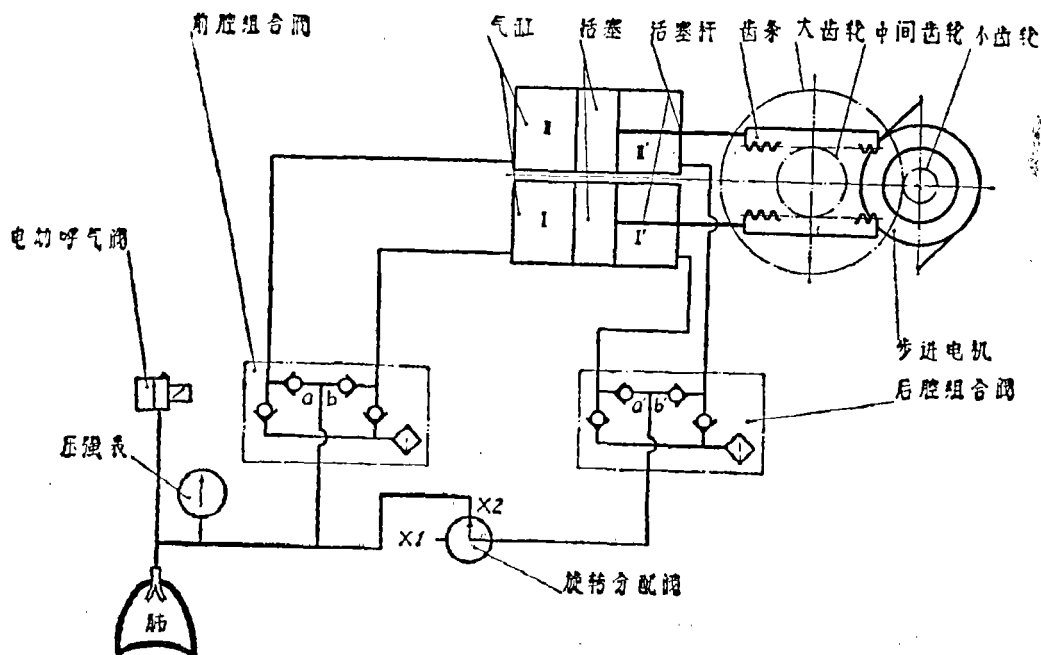


图1 呼吸机工作原理图

它属定容型呼吸机, 即每次输入肺内的容量为一定值。呼吸特性为间断正压。机上以BF184075型步进电机为原动力, 工作时电机轴上的小齿轮Z₁带动中轴上的尼龙齿轮Z₂ (其传动比为*i* = $\frac{90}{15} = 6$), 再由与Z₂同轴的齿轮Z₃带动设在Z₃两侧与活塞杆相

联的齿条, 由驱动电路控制电机正反转, 活塞即在气缸内往复压气, 一侧气缸前腔内压出的气体, 经过前腔组合阀中的排气阀a和吸气通道 (机内气体输出通道, 进入动物肺内, 当动物呼气时, 压缩机停止工作, 吸气通道中的单向皮阀 (即气缸排气阀) 自动关闭, 而呼气口电磁动单向阀打开, 动物呼

出的废气即经三通及呼气通道（机中动物呼出废气流经管道），从呼气单向阀中排出。当下一次吸气开始时，电磁动呼气阀的呼气口自动关闭，压缩机又开始工作，其另一侧缸内压出的气体又经前腔组合阀中的排气阀b和吸气通道进入动物肺内。这样循环不断地工作，即可达到机控呼吸之目的。当动物潮气量超过70ml时，只要将分配阀转到×2的位置，一侧气缸后腔压出气体，经后腔组合阀中的排气阀a'、分配阀，与另一侧气缸前腔压出的气体汇成一流，共经吸气通道，进入动物肺内，这样潮气输出量可比单纯用前腔输出时增大近一倍。

潮气量的调节，是由控制电路中改变吸气时间内的驱动脉冲数来达到的，即是改变吸气时间内的电机转速，从而达到改变一个排气过程中活塞行程的目的。

呼吸频率和时比的调节，是由改变控制电路中呼吸频率调节多谐振荡器，单位时间内的方脉冲讯号数，以及脉冲讯号的时间隔来完成的。由于电控部分不在本文讨论范围内，故不详细介绍。

二、压缩机总成的设计计算

1. 气缸及活塞结构：

正如前面所述，当压缩机型式确定后，在结构设计时要解决的主要问题是，如何降低活塞与气缸内壁之间的气体泄漏，即内泄漏，从而提高潮气输出精度（这里不计管路联接处的泄漏）。这一点我们可通过对普通活塞式压缩机的工作情况进行分析后得到。

如图2，当图中活塞向左运动时，I腔内气体压强P增高，在压强作用下，I腔内气体会经活塞环开口处及活塞与缸壁之间的配合间隙中泄漏到II腔，即产生所谓的内泄漏，P值越大，则泄漏气体的流速也越大，如活塞完成一个行程所需要的时间为t，则总的气体泄漏量Vs为：

$$V_s = \Delta Q t = v \Delta A t \quad (a)$$

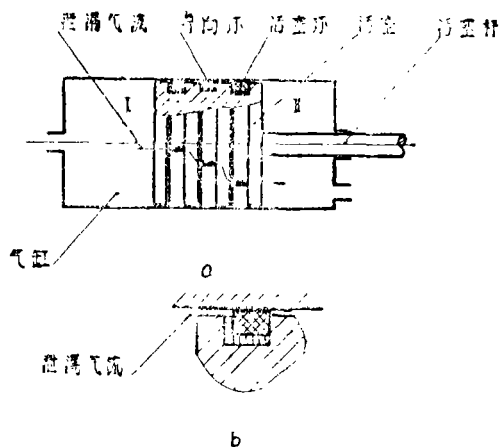


图2 普通压缩机气缸活塞结构示意图

又当泄漏气流呈层流时有

$$P = K \Delta Q \quad \text{即} \Delta Q = \frac{P}{K}$$

将上式代入(a)式后有

$$V_s = \frac{P}{K} t \quad (b)$$

式中， ΔQ —单位时间内的气体泄漏量（ cm^3/s ）

t—活塞一次行程所需要时间（s）

ΔA —泄漏气流的通流截面积（ cm^2 ）

v—气流流速（ cm/s ）

K—假设管子各种量度保持不变时的粘度与密度系数

从(a)(b)二式可以看出当t和P越大，则泄漏量Vs也越大。我们知道当机械传动及气路系统确定后，t和P值的大小决定于动物的呼吸生理参数，不能任意改变。但我们注意到(a)式中，当泄漏气流的通流截面积 ΔA 趋于零时，则Vs也同时趋于零。因此我们如能设法缩小活塞环开口处及活塞与气缸配合面间隙的截面积 ΔA_1 及 ΔA_2 ，即可减小气体的泄漏量。我们将上述二处的泄漏解决方法分二部分进行讨论。

(一) 环开口处泄漏：

从图2a中可看到，由于活塞环上的开口及活塞与缸壁之间的间隙，组成了一条贯

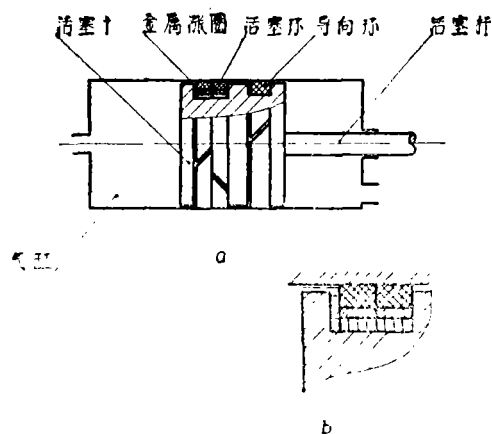


图3 现设计压缩机气缸活塞示意图

通气缸前后腔的通道,故压缩气体会经这一通道从高压腔流到低压腔内。如切断这一通道,使其通流截面积 ΔA_1 趋于零,即可减少由此产生的泄漏。我们的解决办法是,将二环并放在一条槽内,这样当活塞运动时,在缸内气体的压强及缸内壁给予活塞环的摩擦力(与活塞运动方向相反)的作用下,使二环与槽壁紧贴在一起,从而切断了二环开口之间的气流通道,使得开口处的 ΔA_1 趋于零,见图3a。

(二) 配合处的泄漏:

配合处泄漏往往是由于气缸和活塞环加工失圆,光洁度不高,以及活塞环的胀力太小,造成在配合面之间产生泄漏间隙。图2(b),所以除加工时保证气缸内壁及活塞环的圆柱度和光洁度外,还须使活塞环要有一定的胀力,即给缸内壁以一定的压应力,使其紧贴缸内壁,从而减少 ΔA_2 。一般活塞环的胀力来自二个方面:①环本身的弹性力;②气缸内压缩气体给环内壁的径向胀力,上述二力越大,则环给缸壁的压应力也越大,从而可减小配合面的间隙,即缩小 ΔA_2 ,而不致使泄漏气体通过。我们知道,由于聚四氟乙烯填料环的弹性力小,以及前面提到虽然小动物呼吸机的缸内压强较高,但与普通压

缩机相比却是最低的,在这种情况下,活塞环不能对缸壁产生足够大的压应力,来阻止气体的泄漏。为了解决这一问题,我们在聚四氟乙烯环的内孔再安放一只金属弹性涨圈,见图3b,以此来增加环给予缸壁的压应力。又为了使压应力能均匀分布在气缸内壁上,从而获得良好的密封效果,因此活塞环和弹性涨圈不能失圆。并且两只环的弹性涨圈必须分开,不可共用一只涨圈,这是因为两环的径向厚度 h 不可能加工得一样,如共用一只涨圈,必然较薄的一只环压不住,从而降低密封性能,这些结构工艺因素,对提高潮气输出精度来讲都很重要。

经上述设计后的气缸活塞结构有着良好的气密性。

2. 活塞式压缩机的计算:

由于活塞式压缩机不论其气密性如何好,在工作过程中总是存在着气体的泄漏,再加上压强 P 及由摩擦产生的温度 T 的影响,事实上压缩机气缸内输出的实际气体量,必小于其行程容积(即气缸理论容积),同样的额定容积,在各种不同的工作状态参数下,其行程容积是不同的。因此必须根据实际工作状态参数,对气缸所需行程容积进行计算,从而即可得到较合适的气缸几何尺寸。气缸行程容积的计算式为:

$$V_t = \frac{V'}{\lambda} \quad (\text{ml/s})$$

由于呼吸机用压缩机的工作状态参数与一般空压机相比有很大的差异,因此在应用上式时,必须注意以下几点:

(一)式中 V' 为压缩机每秒钟实际所需排气量,由于在使用时,对于不同的对象,呼吸机的潮气量,呼吸频率及呼吸时比是不一样的,故 V' 值是变化的。因此在设计计算时只能取其平均值,如设按平均值 V' 计算出来的 V_t 值的误差为零,那么所获得的气缸尺寸在使用时,排气量(即潮气量)的偏差是随实际使用时排气量大小的改变,而在

零点上下移动,这对于以活塞位移量多少来反映机子潮气量大小的机子(一般动呼机都是这样),则有一定的现实意义,它可避免将零点设在最大排气量 $V'_{\max}$ 及最小排气量 $V'_{\min}$ 时,所产生的实际排气量(即潮气量)偏差峰值较高现象。

(二)式中 λ 为排气系数,它是容积系数 λ_v 、压强系数 λ_p 、温度系数 λ_T 及气密系数 λ_g 四者之乘积(其中 λ_v 、 λ_p 、 λ_g 为经验数据),即

$$\lambda = \lambda_v \cdot \lambda_p \cdot \lambda_T \cdot \lambda_g$$

由于前面谈到压缩机活塞速度及气缸内最大压强都较低,因此可认为,由气体压缩及受热膨胀给实际排气量所带来的影响是极小的,故对压强 P 、温度 T 有直接或间接关系的三系数 λ_v 、 λ_T 、 λ_p 来说,它们给排气系数的影响并不大(与一般情况不一样,在中高压情况下 λ_v 对 λ 的影响最大)。对排气系数影响最大的是气密系数 λ_g ,这是由于呼吸机用压缩机活塞在完成一个行程所用时间 t 较长,因此在这一过程中气缸的内泄漏也大,所以气密系数比一般压缩机要小得多。

至于压缩机所需驱动功率的计算,则可参照《活塞式压缩机设计手册》中有关公式进行,但应注意的是,由于呼吸机用压缩机的工作状态参数是变化的,故为了保证机子在整个可调范围内都能正常工作,在选择机子的工作参数时,应取最大工作压强(包括管道中的局部和沿程压强损失)及最大活塞速度进行设计。

三、气路总成设计

压缩机吸、排气阀:由于整个气路系统中无油及压强不太高,因此我们采用橡胶质单向阀,作压缩机的吸、排气阀,它的优点是,正向导通时压降小(即压强损失小),气密性好,制作方便,如图4。至于吸、排

气阀的安装,从理论上讲,其位置应尽量靠近气缸端盖,从而可减小压缩机的余隙容积。但由于前面谈到缸内与动物呼吸道之间

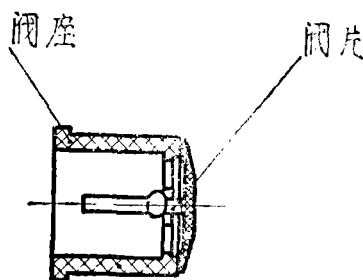


图4 单向皮阀

的压强差不太大,故可近似认为该系统中的气体是不可压缩的,即不考虑气体在余隙容积内的压缩,因而在气路结构设计时只是从安装、工艺角度去考虑气路元件的位置安排,将其设计成组合形式,见图1。不过在设计时,还是应注意尽量缩短各元件之间的联接管道,以及设法减少管道中的弯接头,即避免由此产生过大的沿程和局部压强损失,从而提高驱动机的功率。关于该机的呼吸气路设计见前文《DHF-1型电动呼吸阀及外气路的设计改进》,这里不再叙述。

结 语

经上述设计的动物人工呼吸机,具有潮气输出精度高,各呼吸参数调节方便,工作可靠性好等特点,并且机上设置的潮气量数码显示,给操作者带来了方便,该机经签定已投入批量生产,在一定程度上改善了国内实验所用呼吸机的落后面貌。

(本文承蒙本校医学仪器研究室主任华蕴博副教授审阅指导,特此表示感谢)