气动发动机输出扭矩无因次分析

虞启辉 石 岩 宋荣志 蔡茂林

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对气动发动机的工作过程,利用能量方程、气体状态方程、连续性方程及运动过程方程建立气动发动机的非线性微分方程组.选取合适的基准量,对所建立的微分方程组进行无因次化,得到无因次化的数学模型.利用 MATLAB/Simulink 仿真工具,对无因次数学模型进行研究,得到各无因次量对气动发动机输出扭矩的影响.从仿真结果可以看出,气动发动机的无因次转速、进气门面积比例因子、排气门面积比例因子以及进气持续角度对气动发动机的无因次输出扭矩影响较大.当发动机转速升高扭矩急剧下降时,可以通过调整进气门面积比例因子、排气门面积比例因子以及进气持续角度使输出扭矩恒定.

关 键 词: 气动发动机; 数学模型; 无因次模型; 输出扭矩

中图分类号: TH 138

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2013)09-1233-05

Dimensionless study on outlet torque characteristics of an air powered engine

Yu Qihui Shi Yan Song Rongzhi Cai Maolin

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Aiming at the process of an air powered engine, the energy equation, gas state equation, continuity equation and momentum equation were used to set up non-linear differential equations of an air powered engine(APE). By selecting the appropriate reference values, the basic mathematical model was transformed to a dimensional expression. Using MATLAB/Simulink for simulation, the dimensionless outlet torque characteristics of APE were obtained. Through analysis, it can be seen that the dimensionless outlet torque of APE was mainly determined by the dimensionless crankshaft speed, the inlet effective area scaling coefficient, the outlet effective area scaling coefficient and the duration angle. The dimensionless outlet torque could be regulated by charging the inlet effective area, the outlet effective area and the duration angle to fit the change of crankshaft speed.

Key words: air powered engine; mathematical model; the dimensionless model; outlet torque

气动发动机是利用压缩空气的有效能[1]外输出动力的新型动力机械,其在工作过程中无化石燃料的燃烧过程,排放的仍然是无污染、无热辐射的空气,是真正的“绿色”、“零污染”概念的发动机.气动发动机所用压缩空气主要是通过电力驱动的压缩机制取的,电力的来源可以来自风能、水能、潮汐能和太阳能等绿色可再生能源,使用气动发动机作为动力装置可以缓解日趋严重的能源危机和环境污染,有利于人类的可持续发展[2].但是气动发动机也存在不足,比如输出扭矩会随着转速的升高而急剧降低[3],能源利用效率不高,这些不足制约着气动发动机的广泛应用.

本文结合热力学模型和动力学、运动学模型对气动发动机工作过程进行了建模,并对其进行

收稿日期: 2012-11-22; **网络出版时间**: 2013-07-23 15:56

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20130723.1556.002.html

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51205008)

作者简介: 虞启辉(1983-),男,河南信阳人,博士生,qihui.yu@yahoo.com.cn.

无因次化. 分析了无因次参数对气动发动机输出扭矩的影响.

1 气动发动机工作过程分析

1.1 气动发动机工作过程

气动发动机是将高压空气的有效能转化为机械能对外做功的机械装置. 曲柄旋转一周完成一个工作循环,该过程可以分为进气冲程和排气冲程两部分. 其中,活塞由上止点运动到下止点为进气冲程,由下止点运动到上止点为排气冲程.

在进气冲程的开始阶段,进气门打开,一定压力的压缩空气经由进气门进入气缸,推动活塞下行,经过一定的曲轴转角进气门关闭,气缸内的压缩空气继续膨胀推动活塞向下止点移动. 在进气冲程,进入气缸的压缩空气的有效能转化为机械能对外输出做功. 活塞到达下止点后,排气门打开,一直保持到活塞到达上止点,在此过程气缸内的压缩空气经由排气门排出气缸. 当活塞回到上止点后,气动发动机就完成了一个工作循环.

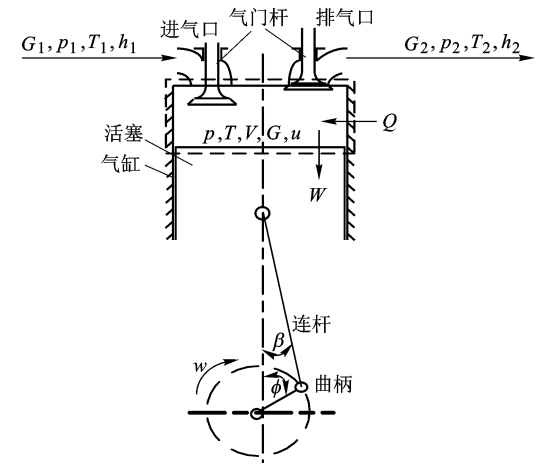
1.2 气动发动机工作过程数学建模

压缩空气在气动发动机气缸内的状态变化过程是一个热力学过程. 现取发动机气缸作为一个热力学系统进行研究,系统的边界由活塞顶、气缸盖及气缸壁组成,如图 1 中虚线框所示. 在进气冲程排气门关闭、进气门打开阶段,气缸是一个开口系统,压缩空气由进气门进入气缸,气缸内气体的质量增加;而在进气冲程后段,进、排气门均关闭,气缸成为一个闭口系统,气缸内气体质量不变. 在排气冲程,进气门关闭,排气门开启,气缸又变成一个开口系统,气缸内气体的质量减少.

为了便于研究,根据文献[4]本文作如下假设:①压缩空气为理想气体,比热力学能和比焓为温度的单值函数;②缸内气体在经历热力学过程时是均匀的,即任何时刻缸内各点的状态参数均相同;③在计算工质(空气)的换热时,采用定值热容,且取绝对零点的热力学能和焓值为零;④压缩空气进出气缸的流动为准稳态的一维等熵流动;⑤进、出口气体的动能和位能忽略不计;⑥气缸和配气机构在工作过程中无泄漏.

描述缸内工质状态变化的参数有压力、温度和质量,它们由能量方程(能量守恒方程)、连续性方程(质量守恒方程)和状态方程联系起来,这 3 个方程联立可以用来求解上述 3 个参数[4].

当进、出口气体以及缸内气体的动能和位能忽略不计时,由热力学第 1 定律可以得到此变容积开口系统的能量方程式为



G—单位时间进气质量;p—压力;T—温度;h—压缩空气焓值;Q—吸收外界的热量;W—输出功;V—缸内气体体积;u—缸内气体比热力学能;w—转速;ϕ—曲柄转角;β—连杆与曲柄夹角;下标 1,2—进气、排气.

图 1 气动发动机热力学分析简图

$$\mathrm{d}U = \delta Q - h_2\delta m_2 + h_1\delta m_1 - \delta W \tag{1}$$

式中,m_1,m_2 分别为进气、排气气体质量.

式(1)对时间求微分可得

$$\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t} = \frac{\delta Q}{\mathrm{d}t} - h_2\frac{\delta m_2}{\mathrm{d}t} + h_1\frac{\delta m_1}{\mathrm{d}t} - \frac{\delta W}{\mathrm{d}t} \tag{2}$$

系统与外界交换的功只有体积变化功,有

$$\delta W = p\mathrm{d}V \tag{3}$$

同时 $\frac{\delta m_1}{\mathrm{d}t} = G_1$, $\frac{\delta m_2}{\mathrm{d}t} = G_2$, $w = \frac{\mathrm{d}\phi}{\mathrm{d}t}$, $h_2 = h$, $G = \frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}$. 将以上各式代入能量方程的微分式可得

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}\phi} = \frac{1}{mC_v}\left[\frac{hS_\mathrm{h}(\phi)(T_\mathrm{a} - T)}{w}\frac{hG_2}{w} + \frac{h_1G_1}{w}p\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\phi} - \frac{uG}{w}\right] \tag{4}$$

式中,ω 为发动机输出转速;C_v 为空气的等容比热,其值为 718 J/(kg·K);$S_\mathrm{h}(\phi)$ 为换热面积;T_a 为外界温度.

当假设压缩空气进出气缸的流动为准稳态的一维等熵流动时,气动发动机的进气流量和排气流量可以按照下式计算[5-6]:

$$G_1 = \begin{cases} A_1(\phi)p_1\sqrt{\dfrac{k}{RT_1}\left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & \dfrac{p}{p_1} \leqslant \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \\ A_1(\phi)p_1\sqrt{\dfrac{2k}{(k-1)RT_1}\left[\left(\dfrac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} & \dfrac{p}{p_1} > \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \tag{5}$$

$$G_2=\begin{cases}A_2(\phi)p\sqrt{\dfrac{k}{RT}\left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & \dfrac{p_2}{p}\leqslant\left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\\ A_2(\phi)p\sqrt{\dfrac{2k}{(k-1)RT}\left[\left(\dfrac{p_2}{p}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\dfrac{p_2}{p}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} & \dfrac{p_2}{p}>\left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\end{cases}\tag{6}$$

式中,k 为等熵指数,其值为 1.4;R 为气体常数,其值为 287 J/(kg·K);$A_1(\phi)$ 和 $A_2(\phi)$ 分别为进排气门的瞬时有效截面积,是 ϕ 的单值函数,由于不同的配气结构形式其配气有效截面积的变化规律有很大的不同,在此暂不考虑具体的配气结构参数.

进排气门的最大有效截面积与气缸的截面积的关系如下图 2 所示. 由图 2 可以得到,进排气门的最大有效截面积为

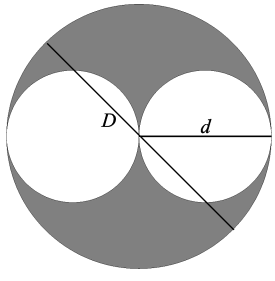
$$A=\frac{\pi}{16}D^2\tag{7}$$

式中,A 为进排气门最大有效截面积;D 为腔室的直径.

进排气门的有效截面积与曲柄转角的关系为

$$\left.\begin{aligned}A_1(\phi)&=\begin{cases}\dfrac{\beta_1}{16}\pi D^2 & 0\leqslant\phi<\phi_c\\ 0 & \phi_c\leqslant\phi<2\pi\end{cases}\\ A_2(\phi)&=\begin{cases}0 & 0\leqslant\phi<\pi\\ \dfrac{\beta_2}{16}\pi D^2 & 0\leqslant\phi<\pi\end{cases}\end{aligned}\right\}\tag{8}$$

式中,β_1 为进气阀面积比例因子;β_2 为排气阀面积比例因子;ϕ_c 为进气持续角度.



d—进排气门的最大直径.

图 2　气缸截面积与进排气门最大面积关系图

根据理想气体的状态方程,其状态变量之间的关系为

$$pV=mRT\tag{9}$$

气动发动机结构和运动参数的相互关系可以用下式表述:

$$\left.\begin{aligned}V(\phi)&=V_c+\frac{\pi}{8}D^2S\cdot\left[1-\cos\phi+\frac{1}{\lambda}(1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\phi})\right]\\ \frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\phi}&=\frac{\pi}{8}D^2S\left[\sin\phi+\frac{\lambda\sin\phi\cos\phi}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\phi}}\right]\\ S_h(\phi)&=\frac{\pi}{2}D^2+\frac{\pi}{2}DS\cdot\left[1-\cos\phi+\frac{1}{\lambda}(1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\phi})\right]\end{aligned}\right\}\tag{10}$$

式中,V_c 气缸余隙;S 为气缸行程;λ 为曲柄连杆比.

计算每个周期的平均输出扭矩如下式所示:

$$M_p=\left(9.549\times\int p\mathrm{d}V\right)/2\pi\tag{11}$$

式中,M_p 为输出扭矩.

2　无因次模型的建立

由于无因次化可以将基于绝对量的研究转化为基于相对量的研究,更能反映物理现象的本质. 所以在此通过选取合适的基准量,建立气动发动机无因次数学模型,给出气动发动机缸内无因次压力变化、质量变化及温度的波动曲线. 同时通过无因次数学模型和其基准量来了解气动发动机输出扭矩特性,如此对于掌握气动发动机扭矩输出特性具有重要意义. 基准参考量和无因次变量如表 1 所示.

表 1　基准量无因次参数汇总表

基准量	无因次参数
p_r(进气压力)	$p^*=p/p_r$
T_r(环境温度)	$T^*=T/T_r$
$m_r=p_rV_r/RT_r$(气缸内气体的最大质量)	$m^*=m/m_r$
$t_r=\dfrac{V_r}{A_r\sqrt{RT_r}}\Big/\sqrt{k\left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$(以基准流量将气缸从完全真空充气到基准压力所需的时间)	$t^*=t/t_r$
$G_r=p_rA_r\sqrt{\dfrac{k}{RT_r}\left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$(进入气缸的最大质量流量)	$G^*=G/G_r$
L_r(气缸行程)	$L^*=x/L_r$
$A_r=(1/4\pi D^2S)^{2/3}$	$A^*=A/A_r$
$V_r=1/4\pi D^2S$(气缸最大容积)	$V^*=V/V_r$
$w_r=1/t_r$	$w^*=w/w_r$
$M_r=p_rV_r/2\pi$	$M_p^*=M_p/M_r$

将式(4)所示的能量方程进行无因次化,得到无因次能量方程为

$$\frac{\mathrm{d}T^*}{\mathrm{d}\phi}=\frac{1}{m^*}\left[\frac{S_h^*(\phi)(1-T^*)K_a}{w^*}-\frac{kG_2^*T^*}{w^*}+\right.$$

$$\frac{kG_1^* T_1^*}{w^*} - (k-1)p^* \frac{\mathrm{d}V^*}{\mathrm{d}\phi} - \frac{T^* G^*}{w^*} \Big] \quad (12)$$

式中,K_a 为香川系数,$K_a = t_r/t_h$,其中 t_h 为换热时间常数,$t_h = m_r C_v / A_r h_t$,香川系数表明换热的强弱,其值越大表明换热越充分[7].

将式(5)与式(6)所示的进气流量与排气流量的连续性方程进行无因次化,得到无因次连续性方程为

$$G_1^* = \begin{cases} \dfrac{A_1^*(\phi)}{\sqrt{T_1^*}} & p^* \leqslant b \\ A_1^*(\phi) \sqrt{\dfrac{2}{(k-1)T_1^*} \dfrac{(p^{*2/k} - p^{*\frac{k+1}{k}})}{(2/k+1)^{\frac{k+1}{k-1}}}} & p^* \leqslant b \end{cases} \quad (13)$$

$$G_2^* = \begin{cases} \dfrac{A_2^*(\phi)p^*}{\sqrt{T_1^*}} & \dfrac{p_2^*}{p^*} \leqslant b \\ A_2^*(\phi)p^* \left\{ \dfrac{2}{(k-1)T_1^*} \cdot \dfrac{\left(\dfrac{p_2^*}{p^*}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_2^*}{p^*}\right)^{(k+1)/k}}{\dfrac{2}{k+1}^{\frac{k+1}{k-1}}} \right\}^{\frac{1}{2}} & \dfrac{p_2^*}{p^*} \leqslant b \end{cases} \quad (14)$$

其中,$A_1^*(\phi)$ 和 $A_2^*(\phi)$ 可表示为

$$A_1^*(\phi) = \begin{cases} \beta_1 S^{*-1}/4 & 0 \leqslant \phi < \phi_c \\ 0 & \pi \leqslant \phi < 2\pi \end{cases}$$
$$A_2^*(\phi) = \begin{cases} 0 & 0 \leqslant \phi < \pi \\ \beta_2 S^{*-1}/4 & \pi \leqslant \phi < 2\pi \end{cases} \quad (15)$$

将理想气体的状态方程进行无因次化,得到无因次状态方程为

$$p^* = m^* T^* / V(\phi)^* \quad (16)$$

结构和运动参数的无因次方程为

$$\left.\begin{aligned} V^*(\phi) &= V_c^* + \frac{1}{2}\left[1 - \cos\phi + \frac{1}{\lambda}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\phi})\right] \\ \frac{\mathrm{d}V^*}{\mathrm{d}\phi} &= \frac{1}{2}\left[\sin\phi + \frac{\lambda \sin\phi\cos\phi}{\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\phi}}\right] \\ A_h^*(\phi) &= 2S^{*-1} + \sqrt{\pi} S^{*\frac{1}{2}}\left[1 - \cos\phi + \frac{1}{\lambda}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\phi})\right] \end{aligned}\right\} \quad (17)$$

将式(11)所示的每个周期的输出扭矩进行无因次化,得到无因次输出扭矩方程为

$$M_p^* = 9.549 \int p^* \mathrm{d}V^* \quad (18)$$

3 无因次模型仿真分析

根据无因次数学模型,改变 w^* 可得到气动发动机缸内 p^*,T^* 和 m^* 的变化,如图 3 所示. 仿真参数除 w^* 外其余参数如表 2 所示. 改变 V_c^*,β_1,β_2,ϕ_c^*,w^* 以及 K_a 中某一个无因次量,其余无因次量如表 2 所示,得到各无因次量对 M_p^* 的影响程度如图 4 所示. 同时得到 β_1,β_2,ϕ_c^*,w^* 与 M_p^* 的关系如图 5 所示(图 5 中横坐标表示各无因次量值).

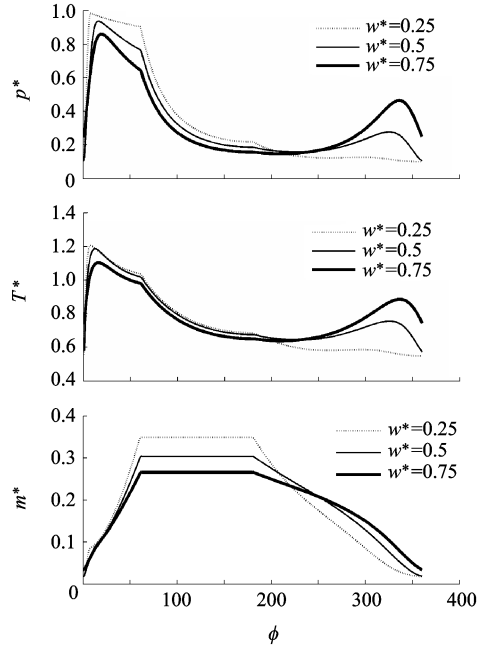


图 3 w^* 不同时 p^*,T^*,m^* 与 ϕ 的关系曲线

表 2 压缩空气气动发动机无因次参数的设定值

无因次参数	V_c^*	K_a	S^*	β_1	β_2
设定值	0.1	0	1	1	1
无因次参数	λ	ϕ_c^*	T_1^*	p_2^*	w^*
设定值	0.232	1/3	1	0.1	0.5

从图 3 可知,随着 w^* 的提高,缸内 p^* 在开始阶段达不到 p_r,而且 w^* 越高,在 ϕ 小于某一角度时缸内 p^* 越低,在 ϕ 到达一定角度时缸内 p^* 越高. 缸内 T^* 也存在相同的变化趋势. 而对于缸内 m^* 而言,随着 w^* 的提高,进入缸内的 m^* 降低,这样所进入气体的能量相应的就会减少,从而导致输出功的降低.

由图 4 可知,各无因次参数对 M_p^* 的影响程度从大到小排列如下:w^*,β_2,ϕ_c^*,β_1,V_c^* 和 K_a.

由图 5 可知,随着 w^* 的提高,M_p^* 急剧降低. 随着 β_1 和 β_2 的增加,M_p^* 开始增长比较快,后来慢慢减缓. 同时相对于 M_p^* 而言,ϕ_c^* 存在一个理论最优值.

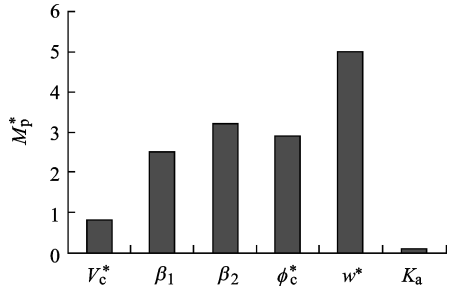


图 4　各参数对输出扭矩的影响程度

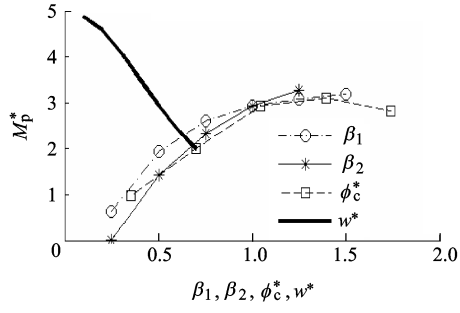


图 5　各参数对输出扭矩的影响

4　结　论

本文根据气动发动机的工作原理和工作过程建立了气动发动机工作过程的数学模型,并通过选取合适的参考基准建立了无因次化模型,通过仿真计算可以得到如下结论:①香川系数以及气动发动机的气缸余隙对气动发动机无因次输出扭矩影响很小;②随着气动发动机的无因次转速的升高,气动发动机无因次输出扭矩急剧降低;③当转速升高时,通过调整进气阀面积比例因子以及排气阀面积比例因子可以增加气动发动机无因次输出扭矩.

通过本文的研究,为气动发动机的输出扭矩的控制奠定了理论基础.

参考文献(References)

[1] 蔡茂林. 压缩空气的能量[J]. 液压气动与密封, 2007, 27(5):54-59
Cai Maolin. Compressed air energy[J]. Hydraulic Pneumatic and Sealing, 2007, 27(5):54-59(in Chinese)

[2] 俞小莉,元广杰,沈瑜铭,等. 气动发动机工作循环的理论分析[J]. 机械工程学报, 2002, 38(9):118-122
Yu Xiaoli, Yuan Guangjie, Shen Yuming, et al. Theoretical analysis of air powered engine work cycle[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(9):118-122(in Chinese)

[3] Liu Lin, Yu Xiaoli. Practicality study on air-powered vehicle[J]. Frontiers of Energy and Power Engineering in China, 2008, 2(1):14-19

[4] Luis R T. Dynamic characteristics of pneumatic cylinder systems [D]. Tokyo: Department of Control Engineering, Tokyo Institute of Technology, 1998

[5] 蔡茂林. 气动元件的流量特性[J]. 液压气动与密封. 2007, 27(2):44-48
Cai Maolin. The flow characteristics of pneumatic components [J]. Hydraulic Pneumatic and Sealing, 2007, 27(2):44-48(in Chinese)

[6] Wang Xiaoyong, Tsu-Chin Tsao, Tai Chun, et al. Modeling of compressed air hybrid operation for a heavy duty diesel engine [C]//ASME 2008 Internal Combustion Engine Division. Chicago: Spring, 2009, 131(5):052802.1-052802.8

[7] 香川. 空気圧抵抗容量系の動特性における熱伝達率の考察[J], 油圧と空気圧, 1981, 12(3):209-212
Kagawa Toshiharu. Consideration of the heat transfer coefficient in the dynamic characteristics of the system air pressure resistance capacity[J]. Hydraulic and Pneumatic, 1981, 12(3):209-212(in Japanese)

(编　辑:刘登敏)