

基于 GT-VTrain的柴油机配气机构数值模拟

Numerical Simulation of Diesel Engine' s Valve System Based on GT-VTrain

赵海峰 白鹏飞

(一拖集团技术中心)

摘要：利用 GT-VTrain对某发动机配气系统进行了计算，对比了采用两种凸轮轴下各零件的动力学结果，分析了配气机构中的气门运动情况、凸轮挺柱接触应力、活塞气门最小间隙、弹簧受力等结果，找出了其中更合适的凸轮轴，为生产提供了指导。

关键词：GT-VTrain 发动机、配气机构、动力学

Abstract: Based on GT-VTrain, an engine' s valve system is simulated. The dynamic characteristics of two different camshafts are compared and also some parameters are analyzed, such as the velocity of valves, the contacting stress between cam and tappet, the minimum distance between piston and valves, spring forces, and so on. Finally, the most appropriate camshaft is chosen by simulation, which provides with guidance for production.

Key words: GT-VTrain, Engine, Valve system, Dynamics

1 概述

为了研究某柴油机采用两种凸轮轴时整个配气机构的运转情况，运用 GT-VTrain软件对两种凸轮轴的配气系统进行了计算，对气门反跳、运动件脱离、凸轮接触力、弹簧受力等进行了分析，找出了更加合适的凸轮轴。

2 模型的建立

发动机标定转速 2400rpm，最高空转 2640rpm，两种凸轮轴只是在进气凸轮的型线和角度有一定的差别。

2.1 配气机构的结构

该柴油机为下置式凸轮结构，主要零件包括凸轮轴、挺柱、推杆、摇臂、气门、气门弹簧等，其 GT-VTRAIN计算模型见图 1。

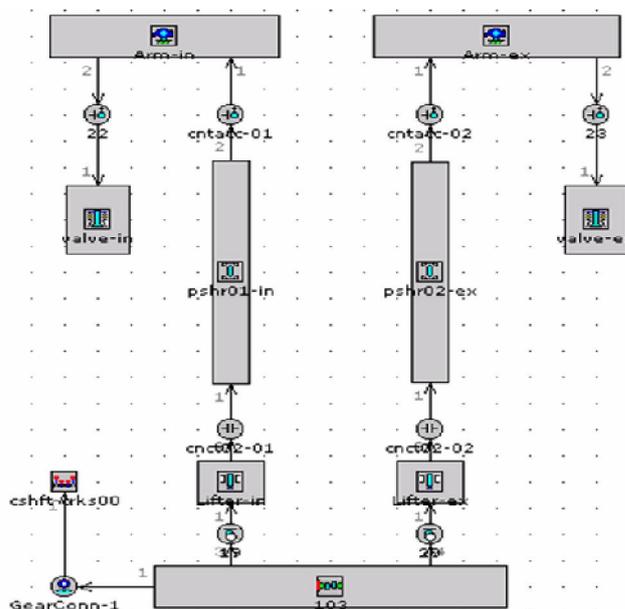


图1 GT-VTrain计算模型

2.2 模型参数的输入

在模型中包括凸轮轴、挺柱、推杆、摇臂、进排气门等，需要输入相关零部件的主要结构尺寸、质量属性和刚度值，见图 2

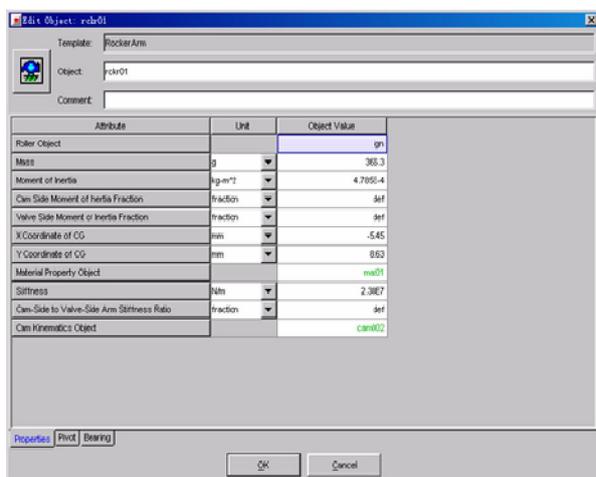


图2 GT-VTrain数据输入框

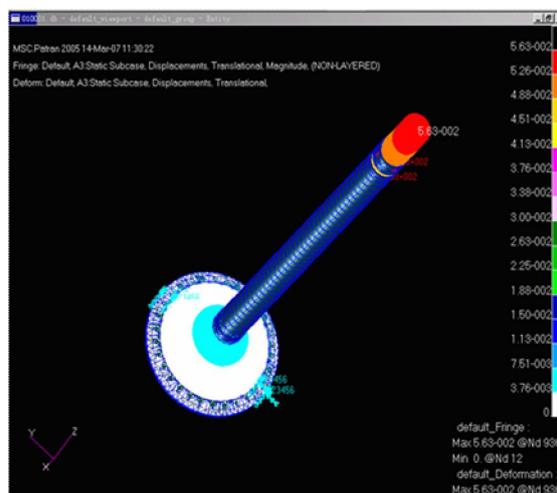


图3 用NASTAN计算气门的刚度

各零件尺寸和质量属性由图纸和三维模型得到，零件的刚度利用 NASTAN软件计算得到，先由三维模型得到有限元网格，然后根据各零件加载不同的负荷和约束，计算出零件的变形，从而得到零件的刚度，见图 3

以上模型是针对 1型凸轮轴的，而 2型凸轮轴由于只是凸轮型线不同，所以只要把模型中凸轮型线的数据更改后就得到 2型凸轮轴的计算模型。

3 计算结果分析

计算结果包括各部件的受力、变形情况，气门接触力和冲击力、气门落座速度和反跳，弹簧应

力、各圈变形情况，挺柱与凸轮赫兹应力等。

3.1 气门反跳情况

图 4 图 5是标定转速 2400 r/min时 1型凸轮轴的进排气门升程曲线结果。

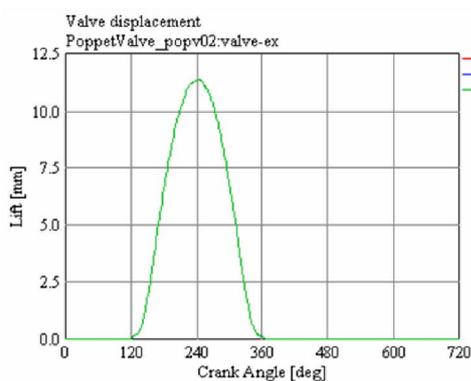


图4 2400 r/min排气门升程曲线

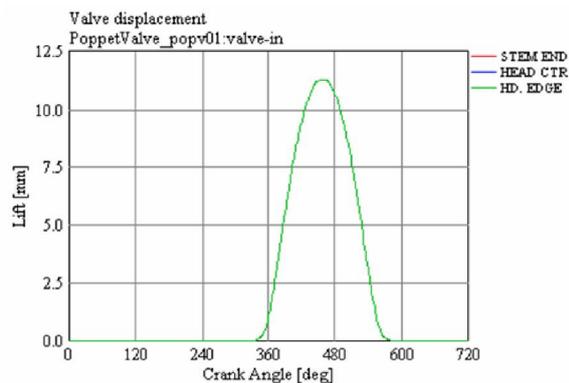


图5 2400 r/min进气门升程曲线

从结果看出，采用 1型凸轮轴在标定点转速 2400 r/min下，进排气门升程曲线都比较平滑，在落座后均无反跳产生。

图 6 图 7是最高空转 2640 r/min时 1型凸轮轴的进排气门升程曲线结果。

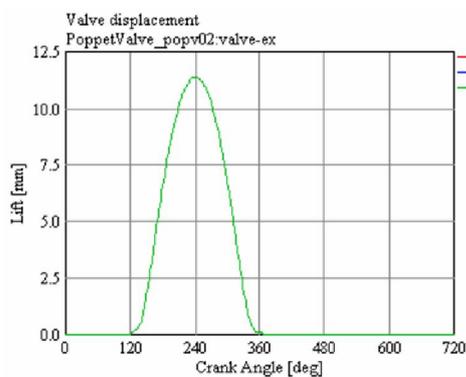


图6 2640 r/min排气门升程曲线

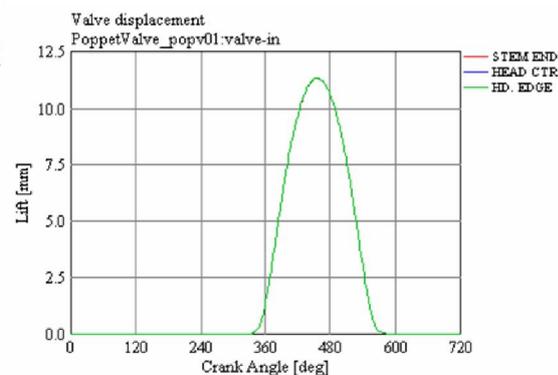


图7 2640 r/min进气门升程曲线

从结果看出，采用 1型凸轮轴在最高空转 2640 r/min下，进排气门升程曲线都比较平滑，在排气门落座后有很小的反跳产生，而进气门落座后基本无反跳产生均无反跳产生。

图 8 图 9是标定转速 2400 r/min时 2型凸轮轴的进排气门升程曲线结果。

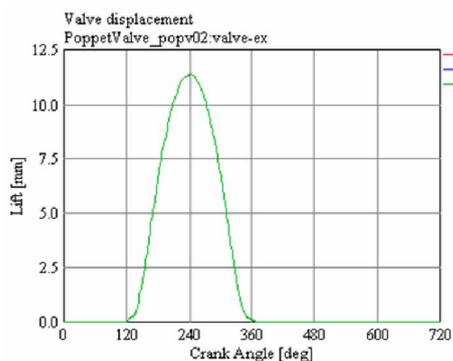


图8 2400 r/min排气门升程曲线

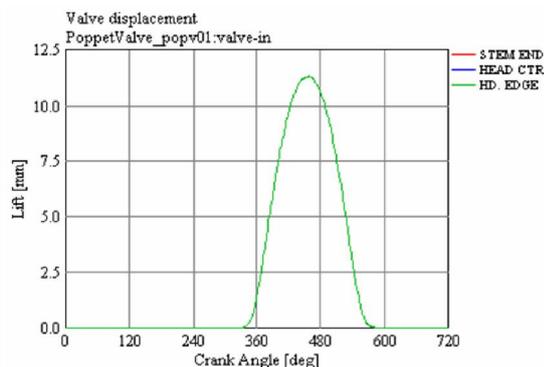


图9 2400 r/min进气门升程曲线

从结果看出，采用 2型凸轮轴在标定点转速 2400 r/min下，进排气门升程曲线都比较平滑，在落座后均无反跳产生。

图 10 图 11是最高空转 2640 r/min时 2型凸轮轴的进排气门升程曲线结果。

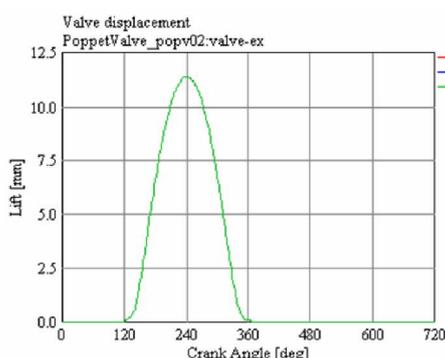


图10 2640 r/min排气门升程曲线

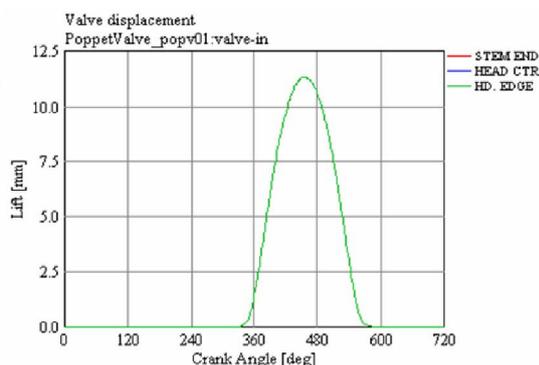


图11 2640 r/min进气门升程曲线

从结果看出，采用 2型凸轮轴在最高空转 2640 r/min下，进排气门升程曲线都比较平滑，在排气门落座后有很小的反跳产生，而进气门落座后基本无反跳产生。

表 1 两种凸轮轴不同转速下最大气门升程

最大气门升程(mm)	1进	1排	2进	2排
2400rpm	11.305899	11.378527	11.317662	11.3789625
2640rpm	11.368278	11.409477	11.354701	11.409614

从表 1 的最大气门升程看，计算结果都小于用运动学计算的结果，说明考虑刚度后，零件变形使最大升程减小。在转速升高后，最大升程都有所加大；1型与 2型排气门最大升程基本一样，而进气门最大升程稍有差别。

3.2 活塞与气门最小间隙

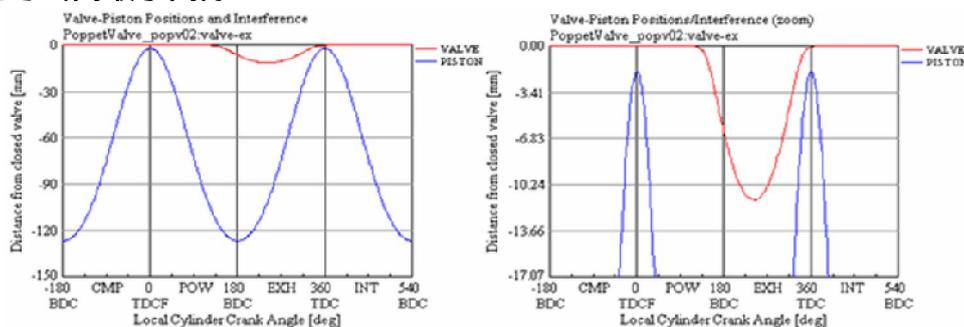


图12 1型凸轮轴排气门与活塞最小间隙曲线

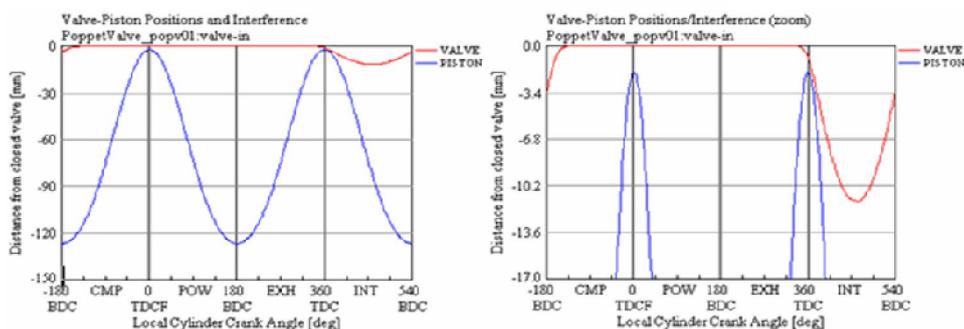


图13 1型凸轮轴进气门与活塞最小间隙曲线

图 12 图 13 是 1 型凸轮轴的计算结果，排气门与活塞最小间隙为 1.777 发生在 360°CA(进气上止点)。进气门与活塞最小间隙为 0.754 发生在 366°CA(进气上止点后 6°)

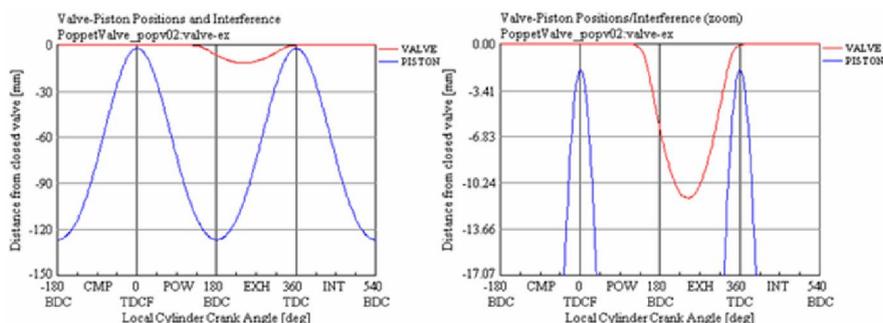


图14 2型凸轮轴排气门与活塞最小间隙曲线

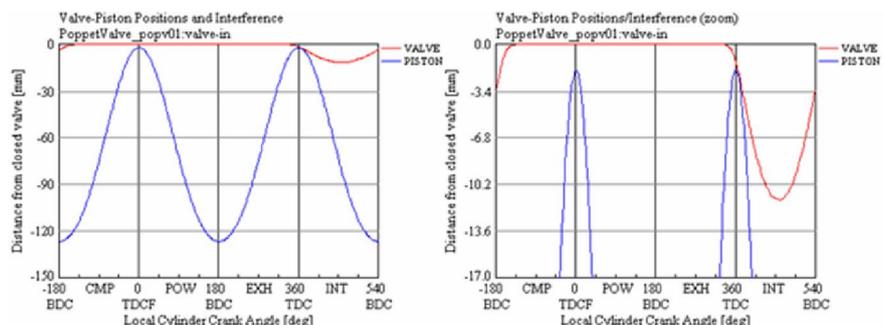


图15 2型凸轮轴进气门与活塞最小间隙曲线

图 14 图 15 是 2 型凸轮轴的计算结果，排气门与活塞最小间隙为 1.777 发生在 360°CA(进气上止点)。进气门与活塞最小间隙为 0.267 发生在 365.5°CA(进气上止点后 5.5°)

3.3 气门速度与加速度

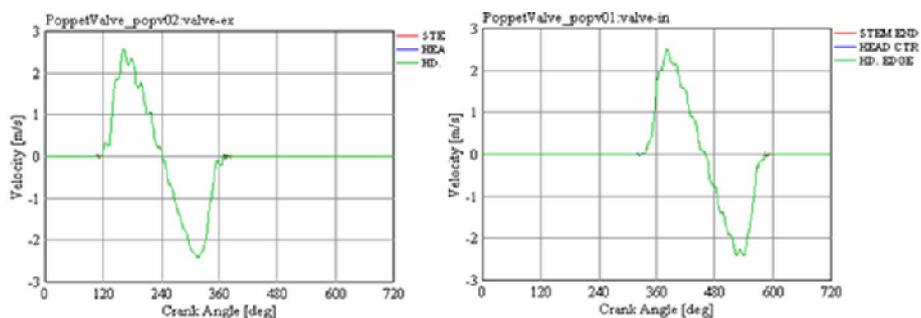


图16 1型凸轮轴2400rpm排、进气门速度曲线

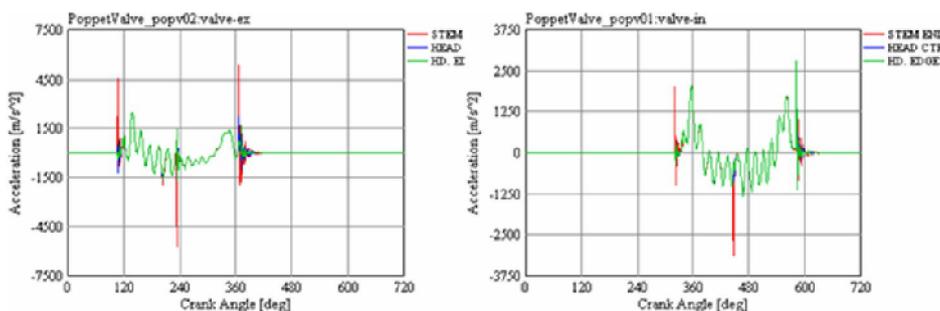


图17 1型凸轮轴2400rpm排、进气门加速度曲线

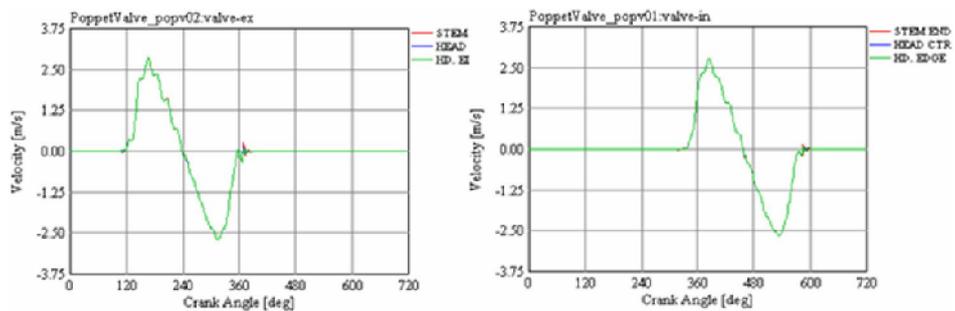


图18 1型凸轮轴2640rpm排、进气门速度曲线

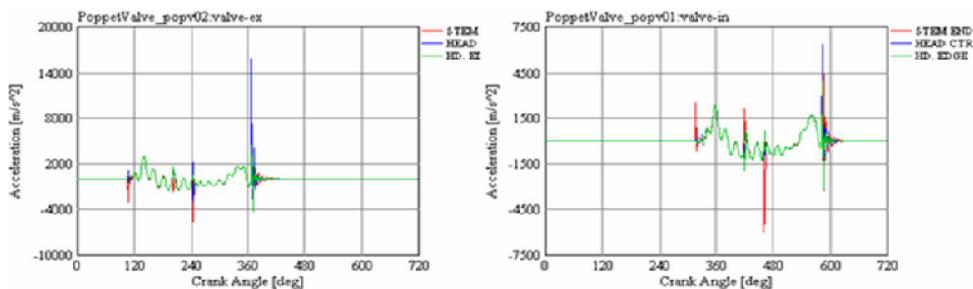


图19 1型凸轮轴2640rpm排、进气门加速度曲线

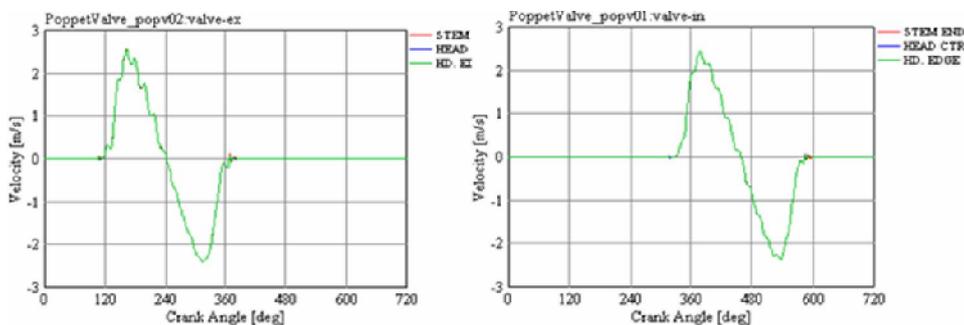


图20 2型凸轮轴2400rpm排、进气门速度曲线

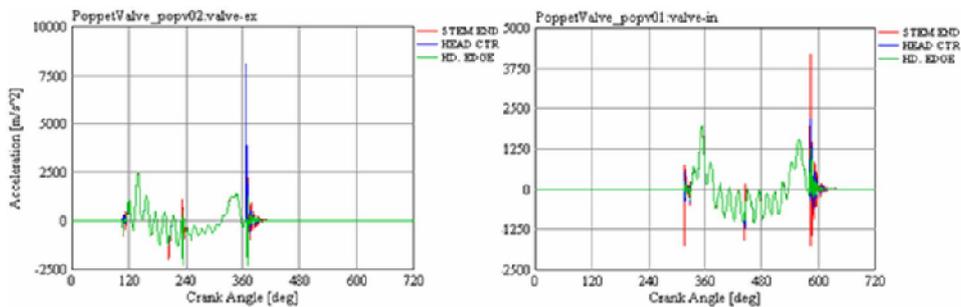


图21 2型凸轮轴2400rpm排、进气门加速度曲线

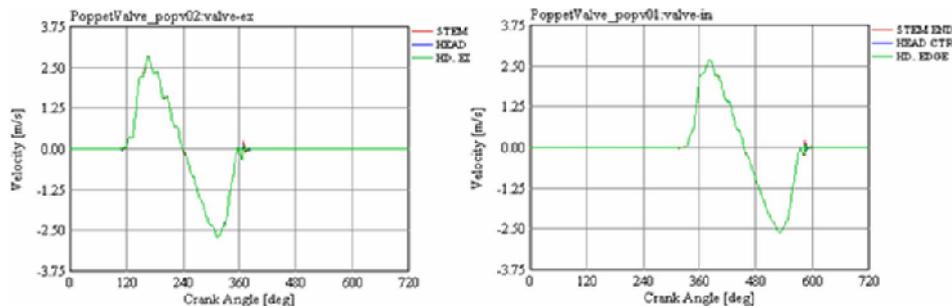


图22 2型凸轮轴2640rpm排、进气门速度曲线

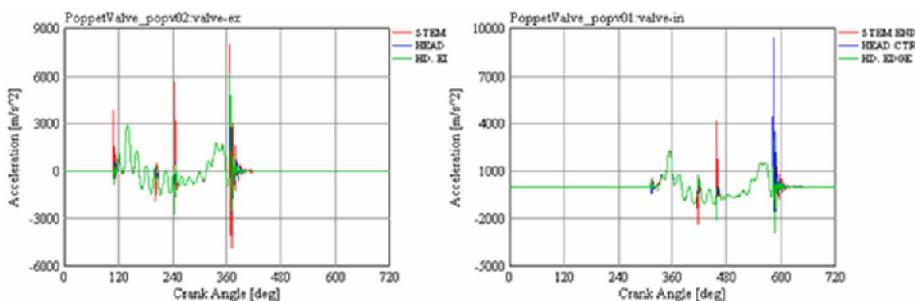


图23 2型凸轮轴2640rpm排、进气门加速度曲线

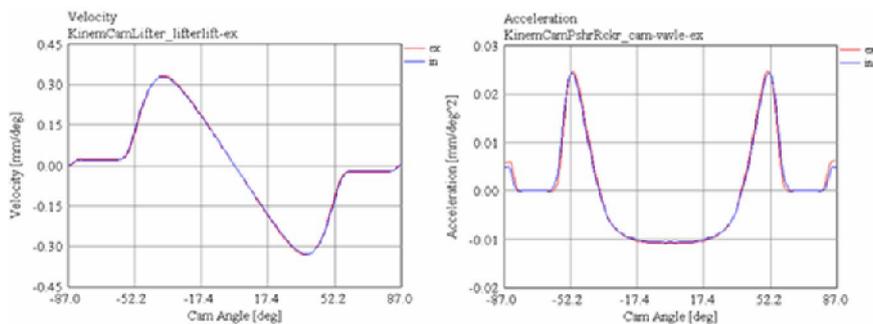


图24 1型凸轮轴运动学排、进气门速度、加速度曲线

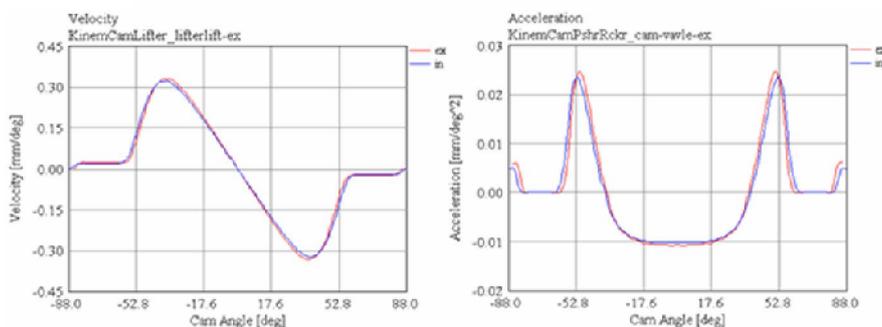


图25 2型凸轮轴运动学排、进气门速度、加速度曲线

表 2 两种凸轮轴不同转速下运动学和动力学计算结果

动力学计算结果	最大速度	最小速度	最大正加速度	最大负加速度
2400rpm	(m/s)	(m/s)	(m/s ²)	(m/s ²)
1型进	2.5078113	-2.4093487	2797.9707	-3145.401
1型排	2.5705085	-2.4053187	5335.31	-5734.243
2型进	2.4631584	-2.3725286	4196.799	-1778.465
2型排	2.5716038	-2.4059803	8088.886	-2350.8657
2640rpm	(m/s)	(m/s)	(m/s ²)	(m/s ²)
1型进	2.7723598	-2.649051	6390.119	-5983.4673
1型排	2.8697724	-2.7172604	15907.216	-5717.003
2型进	2.7150362	-2.624214	9418.754	-2885.3748
2型排	2.868189	-2.7172074	8027.466	-4825.676
运动学计算结果	(mm/deg)	(mm/deg)	(mm/deg ²)	(mm/deg ²)
G2进	0.32909682	-0.3290975	0.02428937	-0.010646582
G2排	0.3325347	-0.33253425	0.024826486	-0.010865373
G3进	0.32478827	-0.32372668	0.023511654	-0.010260042

G3排	0.3325347	-0.33253425	0.024826486	-0.010865373
2400 rpm	(m/s)	(m/s)	(m/s ²)	(m/s ²)
G2进	2.369497104	-2.369502	1259.160941	-551.9188109
G2排	2.39424984	-2.3942466	1287.005034	-563.2609363
G3进	2.338475544	-2.330832096	1218.844143	-531.8805773
G3排	2.39424984	-2.3942466	1287.005034	-563.2609363
2640 rpm	(m/s)	(m/s)	(m/s ²)	(m/s ²)
G2进	2.606446814	-2.6064522	1523.584738	-667.8217612
G2排	2.633674824	-2.63367126	1557.276091	-681.5457329
G3进	2.572323098	-2.563915306	1474.801413	-643.5754985
G3排	2.633674824	-2.63367126	1557.276091	-681.5457329

从图 16到图 25的曲线和表 2的数据结果得出,动力学速度计算结果比运动学速度计算结果都稍大,但差别在 10%以内,并且形状也比较类似;动力学加速度计算结果比运动学加速度计算结果大很多,形状也有很大不同,动力学最大正、负加速度均出现在气门落座附近,而运动学此时加速度计算结果为零,而运动学最大负加速度出现在最大升程(速度为零)附近,在动力学计算结果中也有一个明显的大的抖动。在转速由 2400上升到 2640后,大部分结果都按比例增加,但动力学最大加速度结果有些没有按比例变化。在相同的凸轮轴和转速下,排气门的计算结果基本都大于进气门的结果,只有 2640rpm时 1型的最大负加速度和 2型的最大正加速度动力学结果不满足此规律。对于不同的凸轮轴,由于排气门型线和相位完全一样,其运动学计算结果一样,动力学速度结果也基本一样,但动力学加速度结果却有较大差别(原因可能是由于模型把进排气凸轮同时考虑,这样进气凸轮的不同也对排气门的计算结果有所影响)。进气门的运动学计算结果和动力学速度结果都是 G2比G3略大,但动力学最大正加速度结果则刚好相反。从数值来看,1型排气门动力学最大正加速度在 2640rpm时达 15000 m/s²左右,明显偏大,此时的反跳也最明显。

表 3 两种凸轮轴不同转速下气门落座速度和冲击力计算结果

	2400rpm		2640rpm	
	气门落座速度 (m/s)	气门冲击力 (N)	气门落座速度 (m/s)	气门冲击力 (N)
1型进	0.12	490.50	0.21	981.64
1型排	0.19	774.30	0.35	1479.17
2型进	0.16	738.11	0.25	1130.33
2型排	0.19	774.42	0.35	1478.52

从表 3的气门落座速度和气门冲击力结果来看,该值越大说明反跳可能性越大,磨损和噪声也越大。1型与 2型排气门数值接近,都大于同样的进气门数值,说明排气门反跳可能性比进气门明显。2型进气门数值比 1型进气门数值大,说明 2型进气门反跳可能性比 1型大,气门落座速度都小于许用落座速度 0.4m/s,气门冲击力也没有出现很大的值。

3.4 凸轮及挺柱接触应力

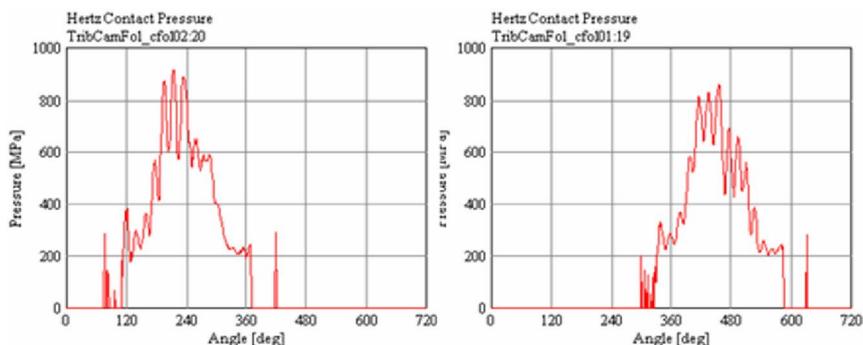


图26 1型凸轮轴2400rpm排、进凸轮挺柱接触应力曲线

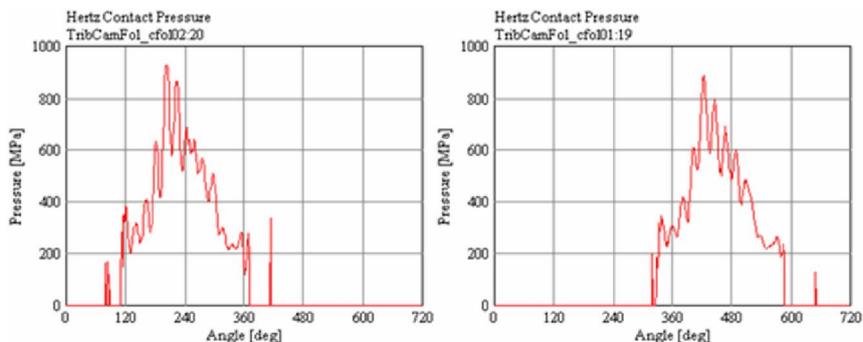


图27 1型凸轮轴2640rpm排、进凸轮挺柱接触应力曲线

从图 26 图 27中数值来看，在 1型凸轮升起过程中接触应力没有回零现象，说明凸轮与挺柱之间没有脱离现象。

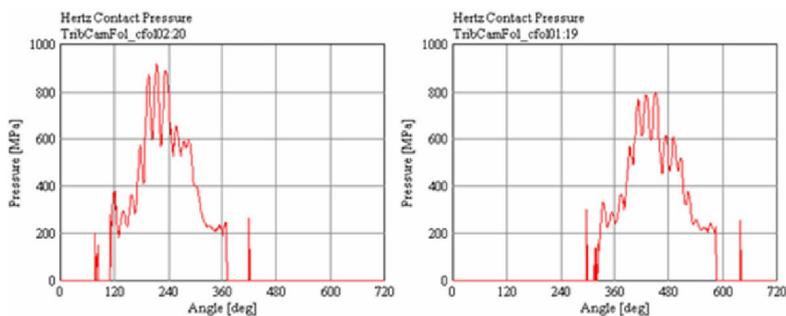


图28 2型凸轮轴2400rpm排、进凸轮挺柱接触应力曲线

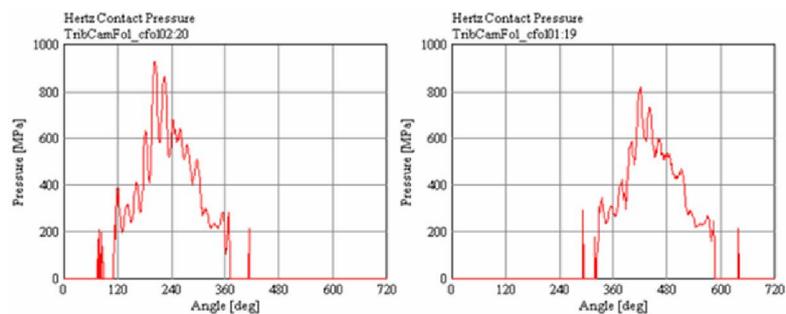


图29 2型凸轮轴2640rpm排、进凸轮挺柱接触应力曲线

从图 28 图 29中数值来看，在 2型凸轮升起过程中接触应力没有回零现象，说明凸轮与挺柱之间没有脱离现象。

从接触应力的形状和最大值来看，1型与2型排气凸轮接触应力基本一样，1型进气凸轮接触应力比2型稍大。在转速升高后，接触应力有所加大。对于相同状态下，排气凸轮接触应力比进气凸轮接触应力稍大。凸轮接触应力最大值基本在800MPa-930MPa，其最大值可以接受。

3.5气门弹簧应力

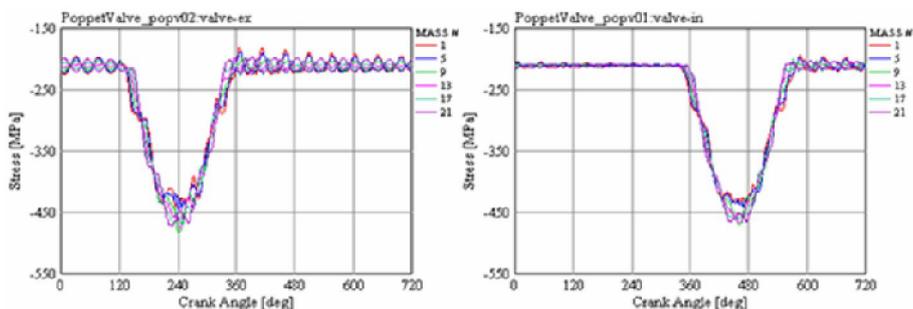


图30 1型凸轮轴2400rpm排、进气门弹簧应力曲线

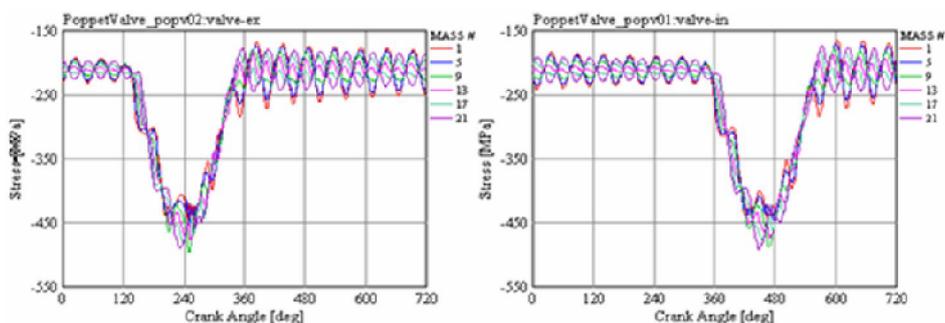


图31 1型凸轮轴7640rpm排、进气门弹簧应力曲线

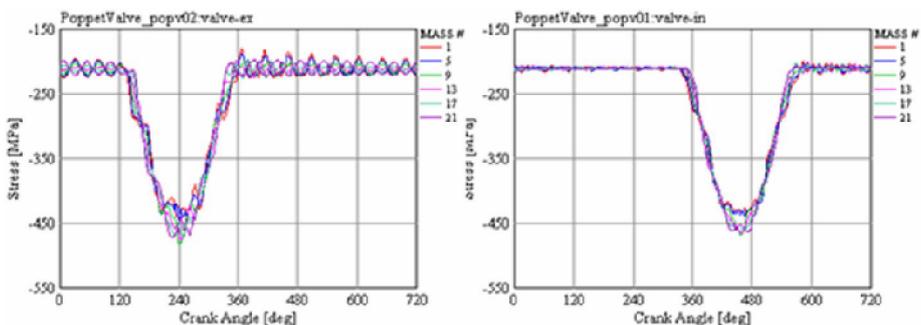


图32 2型凸轮轴2400rpm排、进气门弹簧应力曲线

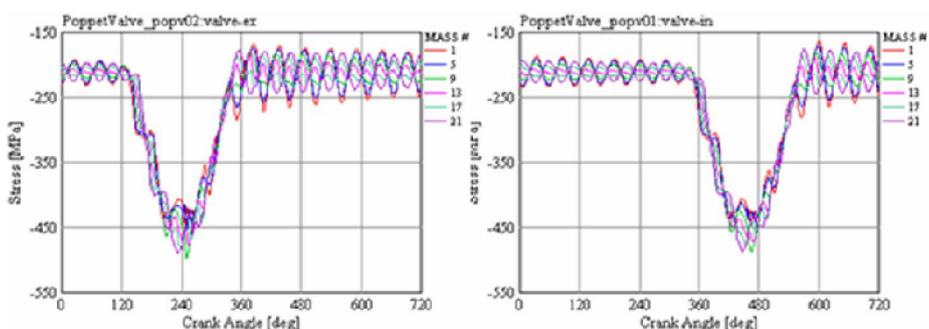


图33 2型凸轮轴2640rpm排、进气门弹簧应力曲线

表 4 两种凸轮轴不同转速下弹簧应力最大值计算结果

切应力最大值 (MPa)	2400rpm	2640rpm
1型进	-470.85648	-491.4182
1型排	-484.2603	-496.77078
2型进	-468.47156	-487.9277
2型排	-484.10052	-497.39944

从图 30到图 33和表 4可以看出,两种凸轮气门应力变化基本一致,从最大值来看,由于气门弹簧切应力主要受气门升程影响,所以两种排气门弹簧应力值相同,进气门弹簧应力也相差很小,其最大值都在材料的许用应力范围内。

4结论

从以上计算结果来看,相同情况下,排气系统比进气系统动力性能要差,气门落座速度、加速度和冲击力、凸轮与挺柱的接触应力都是排气大一些,这样排气门的反跳更容易发生,相关的锁夹、弹簧座、弹簧、气门座圈更容易发生失效。

对于两种凸轮轴系统,由于两者进气升程一样,但 2型比 1型多 4度曲轴转角,并且早开 4度曲轴转角,所以 2型在气门速度、加速度、凸轮与挺柱的接触应力上比 1型略小,但在气门落座速度、加速度和冲击力方面,2型却大于 1型,导致 2型的反跳更容易发生,这说明 2型型线的动力性比 1型差。另外 2型的进气门与活塞间隙理论值只有 0.267,考虑相关零件的尺寸公差后很可能会发生活塞与气门的相撞现象,所以需要对活塞的进气门处进行改进或者更改 2型的凸轮型线。最后综合考虑认为 1型凸轮轴更加好一些。

参考文献

- [1] 杨连生 《内燃机设计》中国农业机械出版社 1980
- [2] 陈达民 《柴油机设计手册》中册 配气机构 中国农业机械出版社 1984
- [3] 尚汉冀 《内燃机配气凸轮机构 设计与计算》复旦大学出版社 1988