

柴油机配气机构滚轮强度分析

王贵新¹, 俞谦^{1,*}, 赵嘉琪¹, 刘帅凝¹, 赵鹏宇¹
(1. 哈尔滨工程大学 能源与动力工程学院, 哈尔滨 150001)

Strength Analysis of Roller of Diesel Engine Gas Distribution Mechanism

WANG Guixin¹, YU Qian^{1,*}, ZHAO Jiaqi¹, LIU Shuaining¹, ZHAO Pengyu¹

(1. college of power and energy engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: This paper took a certain type of diesel engine gas distribution mechanism as the research object, used UG software to establish the three-dimensional model of the gas distribution mechanism, and built the rigid body kinematics calculation model to get the contact force curve of the exhaust roller. ANSYS software was used to establish the finite element simulation model of the flexible body, calculated the maximum contact stress of the roller with different widths, and compared the finite element results with the results of the Hertz formula calculation. The results show that the relative error of the contact stresses calculated by the two methods is within 2%, and the maximum contact stresses of the rollers with widths from 21mm to 16mm are ranging from 689.27MPa to 797.27MPa, which are smaller than the permissible contact stresses, indicating that the rollers are not being damaged.

摘要:本文以某型柴油机配气机构为研究对象, 利用 UG 软件建立配气机构的三维模型并搭建刚体运动学计算模型, 得到排气滚轮接触力曲线; 利用 ANSYS 软件建立柔性体有限元仿真模型, 计算得到不同宽度滚轮的最大接触应力, 并将有限元计算结果与赫兹公式计算结果进行对比。结果显示, 两种方法计算得到的接触应力相对误差在 2% 以内, 并且 21mm 至 16mm 宽度下的滚轮最大接触应力为 689.27MPa 至 797.27MPa, 均小于许用接触应力, 滚轮不会发生破坏。

关键词: 配气机构; 滚轮; 有限元分析; 赫兹公式; 接触应力

Key words: gas distribution mechanism; roller; finite element analysis; hertzian equation; contact stress
中图分类号: TK422 文献标识码: A

0 概述

柴油机发明至今已有 120 多年的历史, 其热效率高、质量小、结构紧凑、功率覆盖范围广等优点, 被广泛应用于船舶、拖拉机、重型汽车、坦克等各种车辆上^[1,2]。20 世纪 50 年代以来, 柴油机在各型民用船舶和中小型舰艇推进装置中确立了其主导地位。配气机构作为内燃机两大机构之一, 需依据发动机各个气缸内所进行的工作循环和点火顺序的要求, 准确、定时开启和关闭气缸的进、排气

阀, 使新鲜的空气及时进入气缸, 废气得以及时从气缸排出, 同时, 在压缩与做功冲程中, 进、排气门关闭时, 能够确保良好的密封性。柴油机的配气机构是一个弹性装置, 当柴油机在运转过程中时, 配气机构的各部分零件都将发生相互接触, 必然会导致少许的弹性变形, 情况比较糟糕时, 还会出现气门的振动、落座反跳、飞脱等一系列柴油机不正常运行的现象^[3,4]。配气机构的结构参数与形式对内燃机的工作性能有着较大的影响^[5], 而因柴油机

的总体布置受到限制，所以配气机构的零部件设计也会受到比较大的限制，设计方案较为固定。

滚轮是柴油机配气机构的重要组成部分，其作用是传递凸轮的旋转运动和推力，将凸轮的作用力转化为摇臂头部的上下运动，从而驱动进排气门的关闭。滚轮与滚轮轴间的摩擦、滚轮与凸轮轴表面间的摩擦会直接影响柴油机配气机构的工作状态，对柴油机平稳可靠运转有重要影响。由于凸轮高速、大载荷的周期转动，且滚轮作用表面润滑困难，使得滚轮与滚轮销接触的内表面发生严重磨损现象，而与凸轮轴的外表面发生拉痕、麻点和裂纹破坏现象。因此，研究滚轮的强度是柴油机配气机构设计过程中不可或缺的环节^[6,7]。

国内外对于配气机构的动态特性分析已经进行了较多研究，刘小林针对某型发动机配气机构凸轮异常磨损的问题，通过实验再现并找出问题原因，运用 TYCON 软件搭建了配气机构的动力学模型，完成了进、排气凸轮型线的优化设计，降低了凸轮摇臂间的最大接触应力^[8]。徐玉梁基于弹性流体润滑与赫兹公式，以降低凸轮接触应力与改善凸轮润滑为目标，对凸轮基圆半径进行分析，确定了最佳半径范围，提高了配气机构的可靠性和耐久性^[9]。陈祎博针对某型船用中速机建立单缸机配气机构运动学与动力学模型，分析了曲轴转速、凸轮型线设计函数、气阀弹簧预紧力对配气机构动力学性能的影响^[10]。Nayak 将线性磨损关系和边界润滑过渡模型与动力学分析结合，运用有限元分析方法，TYCON 软件和经典计算方法对从动件磨损进行有效预测，并用实验数据验证了计算的准确性，最终确定了凸轮从动件的设计准则^[11]。乐俊乘针对下置式凸轮轴配气机构建立有限元动力学模型，对配气机构中各零部件的动态特性、零部件间的接触应力、整个机构的模态进行分析，计算数据与实验数据匹配，分析得出配气机构振动弱的位置是气阀弹簧处；气缸压力对动力学计算的结果影响不大^[12]。牛文博对 165F 柴油机配气机进行动力特性分析，对比传统质量集中方法和 matlab 编程方法两种方法的计算结果；针对凸轮与挺柱的接触应力、气阀与气阀弹簧的特性建立了多刚体动力学模型和多柔性体动力学模型；利用 TYCON 软件改进了原有进气凸轮型线^[13]。闫军朝对配气机构进行刚体运动学分析，运用柔性体动力学分析结果进行比较与验证，依据气阀升程曲线的丰满系数、气阀落座特性、凸轮与滚轮间的接触应力对配气机构进行评

判，结果显示该配气机构完全符合要求，没有发生反跳、飞脱、气阀落座力超过限定值的问题^[14]。唐其超针对配气机构建立单质量模型，并将该模型计算得出的接触应力与运动学计算的结果进行比较，得到弹性变形对接触应力的影响^[15]。国杰在考虑配气机构润滑的瞬态效应、凸轮轴的振动基础上，运用弹性动力学方法搭建内燃机配气机构动力学模型，分别运用波动方程与线性弹性流体动力润滑理论分析弹性元件与凸轮与挺柱间的接触力，计算结果与试验结果吻合程度良好^[16]。

本文以某型柴油机配气机构为研究对象，利用 UG 软件建立配气机构的三维模型并搭建刚体运动学计算模型，计算得到排气滚轮接触力的大小；利用 ANSYS 软件建立柔性体有限元仿真模型，计算得到不同宽度滚轮的最大接触应力大小，并与赫兹公式计算结果进行对比，为滚轮的设计与优化提供了参考。

1 配气机构运动学分析

为了得到滚轮与排气凸轮接触力的大小，对整个配气机构进行刚体运动学分析，凸轮轴转速为 600rpm，计算 360° 转角下排气滚轮的接触力。刚体运动学分析不涉及网格划分，故对模型不进行简化处理，只需要按照连接关系进行设置，并利用 UG 软件中的 Adams 计算引擎进行运动学分析，配气机构三维模型如图 1 所示。

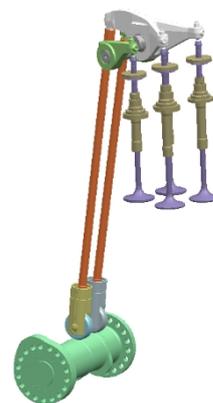


图 1 配气机构三维模型

1.1 运动副的设置

凸轮与滚轮采用“线在线上副”，约束凸轮与滚轮的中线，如图 2 所示。“线在线上副”与齿轮啮合的设置类似，被约束的两条直线不发生分离，且啮合点处具有相同的线速度，可模拟无滑动的滚动。

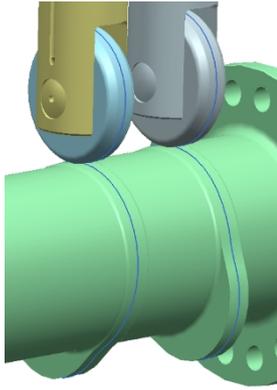


图2 凸轮-滚轮的运动副设置

挺柱两端均采用“球面副”进行约束，约束设置时需要保证被约束的零部件的转动的中心点重合，否则计算时会发生零部件的穿透，如图3所示。

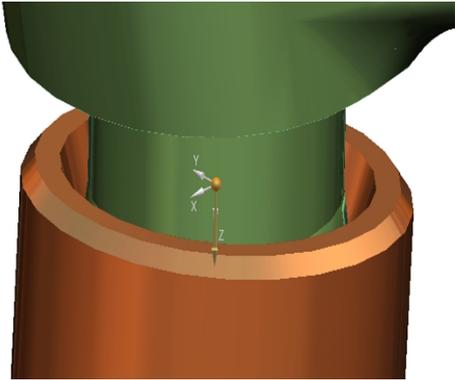


图3 挺柱的运动副设置

摇臂位置的设置采用“转动副”、“球面副”和“平面副”，“转动副”的转动轴相对地面固定，如图4所示。对于“平面副”的设置，需要调整两个接触面相互接触，这是由于若采用接触探测的方式，需要用显式动力学才能精准计算，计算成本过高，且相对于整个配气机构，显示动力学计算规模太大。

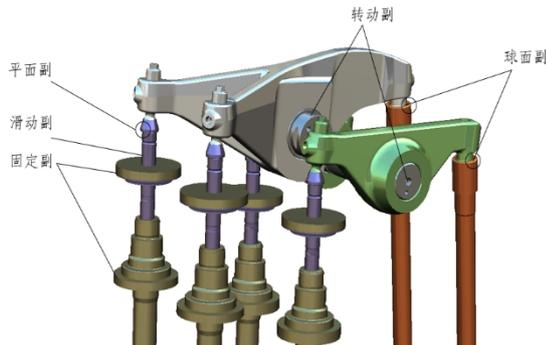


图4 摇臂位置的运动副设置

气阀弹簧的设置如图5所示，弹簧一端固定到缸盖上，另一端固定到气阀上，UG内置了弹簧单元，无需对弹簧进行建模，设置时只需要定义两个端点，弹簧参数根据参考图纸输入刚度与阻尼，气阀弹簧初始预紧力为2532N。

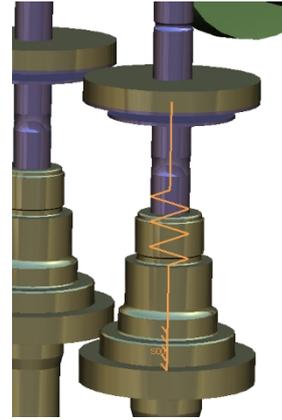


图5 气阀弹簧的定义

1.2 配气机构运动学结果分析

排气滚轮与凸轮的接触力曲线如图6所示。滚轮刚与顶圆接触时，气阀弹簧达到最大压缩量，凸轮与滚轮间的接触力小于滚轮位于凸轮桃尖处，差值在200N左右，但此时凸轮的曲率半径较桃尖处小，插值为55mm，所以此位置为滚轮与凸轮轴接触应力最大的位置。由图可得，该位置凸轮与滚轮之间的接触力为8374.24N，此接触力的大小将作为下节有限元分析的输入载荷，从而计算出滚轮的接触应力大小。

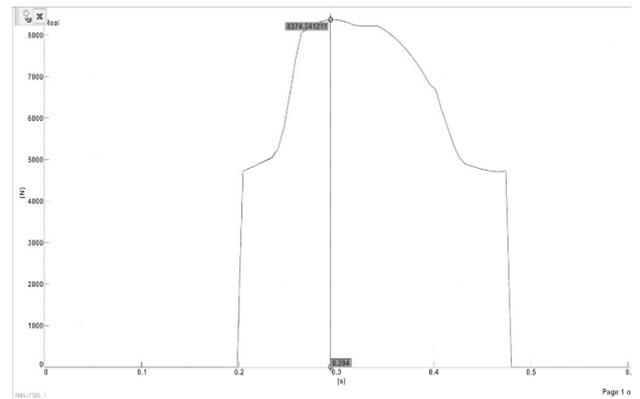


图6 凸轮与滚轮接触力曲线

2 配气机构有限元仿真分析

2.1 模型前处理

考虑到计算成本及时间效率问题，对配气机构进行简化处理，仅保留排气凸轮与滚轮两个部分，如图7所示。对于滚轮，完全保留其细节特征，使计算准确地模拟受力情况。



图7 凸轮与滚轮接触力曲线

2.2 网格无关性分析

为了避免网格尺寸大小设置不合理导致结果误差较大,需要在正式计算开始前对模型进行网格无关性分析。首先设置较为粗糙的网格大小进行初步网格划分,之后逐次加密网格,比较相同边界条件下最大接触应力数值的大小。若相邻网格尺寸之间数值结果差值连续在5%以内,可以认为网格无关性分析工作结束。网格无关性分析结果如表1所示。

表1 网格无关性分析

网格尺寸(mm)	最大接触应力(MPa)	相对误差(%)
1	595.97	
0.6	635.39	6.61
0.5	672.43	5.83
0.4	689.27	2.50
0.3	693.56	0.06

由表1可得,0.4mm与0.3mm尺寸的网格大小都满足计算要求,为了减少计算时间、提高计算效率,选用0.3mm的网格尺寸对凸轮与滚轮接触区域进行网格划分,如图8所示。

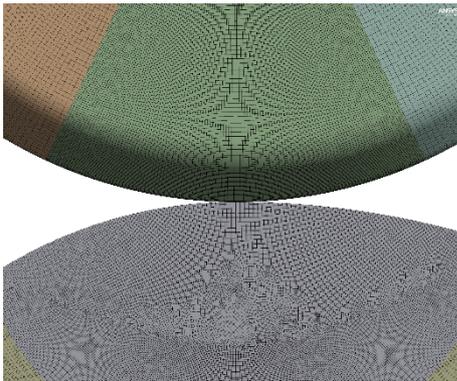


图8 凸轮与滚轮接触区域网格

2.3 有限元计算结果分析

为了验证不同接触宽度下滚轮的接触应力是否满足设计要求,除计算原滚轮接触长度(21mm)外,

还将滚轮宽度由20mm依次递减到16mm,公差为1mm,共6个工况进行接触应力的计算。仿真结果如图9所示,随着滚轮宽度的减小,滚轮与凸轮间的接触应力变大;凸轮与滚轮之间为线线接触,接触应力明显的区域合成一条直线,与工程实际相符。

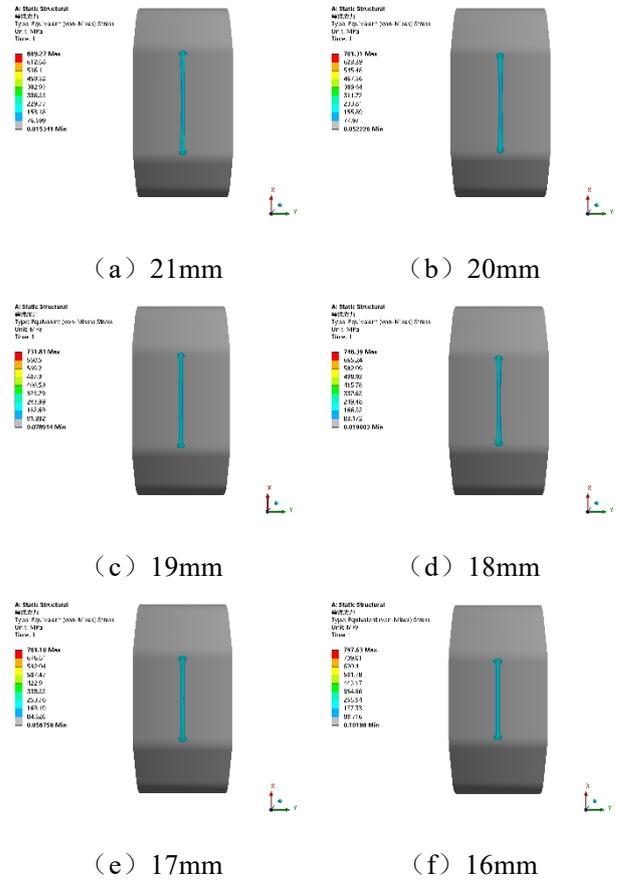


图9 滚轮接触应力云图

3 赫兹公式接触应力计算

赫兹公式是计算接触应力的经验公式,滚轮与凸轮间的接触应力计算可以按照圆柱外接触的方法进行:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\frac{F}{B} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]}} \quad (1)$$

式中, σ_H 为接触应力; F 为作用于接触面的总压力; B 为接触长度; ρ_1 和 ρ_2 分别为接触线处的曲率半径; μ_1 和 μ_2 分别表示两零部件的泊松比; E_1 和 E_2 分别表示为两零部件的杨氏模量。

各计算参数的取值如表2所示。

表2 赫兹公式计算参数

项目	数值
接触力	8374.24N
接触长度	21、20、19、18、17、16mm
滚轮接触曲率半径	60mm
凸轮接触曲率半径	59mm
滚轮泊松比	0.3
凸轮泊松比	0.3
滚轮杨氏模量	2.07×10^5 MPa
凸轮杨氏模量	2.07×10^5 MPa

如表3所示, 将由赫兹公式计算得出的接触应力与有限元计算结果进行对比, 两种方法计算得到的接触应力相对误差在2%以下, 证明了有限元法计算得到的接触应力数据是准确的。由于有限元法考虑了接触区域材料的变形, 使得接触区域大于赫兹公式假设的线接触, 所有有限元法计算得到的接触应力均小于赫兹公式的计算结果。

表3 接触应力对比

滚轮宽度 (mm)	有限元计算 (MPa)	赫兹公式计算 (MPa)	相对误差 (%)
21	689.27	696.85	1.09
20	701.31	714.06	1.79
19	731.81	732.61	0.11
18	748.39	752.69	0.57
17	761.18	774.51	1.72
16	797.63	798.34	0.08

4 结论

(1) 在本文研究的配气机构工作过程中, 排气凸轮的最大接触应力发生在滚轮刚与顶圆接触位置, 此时凸轮接触曲率半径较小, 但气阀弹簧已经到达最大压缩量, 滚轮与凸轮间接触力大小为8374.24N。

(2) 通过对比赫兹公式法与有限元仿真法得到的接触应力结果, 两种方法计算结果相对误差在2%以下, 证明了有限元计算结果的准确性。

(3) 滚轮宽度由21mm逐步减小至16mm, 接触应力由689.27MPa逐渐增加至797.63MPa, 均小于滚轮的许用接触应力1500MPa, 因此将滚轮的宽度减小至16mm后, 不会对滚轮造成破坏。

- [1] 张日来. 船用柴油机配气机构分析及优化[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2020.
- [2] 方程. 基于ANSYS Workbench的凸轮机构多柔体动力学分析及寿命预估[D]. 武汉: 华中科技大学, 2017.
- [3] 田永维, 张杰, 李焕英, 等. 某型柴油机排气滚轮破裂原因分析与排除[J]. 柴油机, 2018, 40(5): 58-59.
- [4] 王新权, 姚叔林, 任自中, 等. 摇杆式配气机构运动规律的计算分析[J]. 柴油机, 2005(01): 34-36+50.
- [5] 朱梦园, 徐永绥. 基于ANSYS Workbench的配气凸轮机构动力学分析[J]. 铁道机车与动车, 2022, 584(10): 1-4+16.
- [6] 毕红亮. 某发动机凸轮轴与滚轮挺柱磨损失效分析[D]. 济南: 山东大学, 2017.
- [7] 周兴. 一起配气机构恶性磨损的修理体会[J]. 汽车维修, 1999(06): 22.
- [8] 刘小林. 发动机凸轮异常磨损问题研究[D]. 北京: 清华大学, 2014.
- [9] 徐玉梁, 王自勤, 田丰果, 等. 基于接触应力及润滑特性分析的配气凸轮基圆半径计算[J]. 润滑与密封, 2015, 40(4): 91-94.
- [10] 陈祎博. 船用柴油机配气机构动力学性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2016.
- [11] Nayak N, Lakshminarayanan P A, Babu M K G, et al. Predictions of cam follower wear in diesel engine[J]. Wear, 2006, 260(1): 181-192.
- [12] 乐俊乘, 李惠珍, 吴广全. 配气机构有限元动力计算及分析[J]. 汽车工程, 1994(01): 36-43.
- [13] 牛文博. 发动机配气机构多体动力学建模与分析[D]. 天津: 天津大学, 2008.
- [14] 闫军朝, 李洪昌, 胡建平, 等. 柴油机配气机构运动学与动力学分析[J]. 车辆与动力工程研究, 2016, 32(2): 148-151.
- [15] 唐其超, 周勇, 卢继平. 凸轮挺柱摩擦副接触应力的仿真计算[J]. 装备制造技术, 2015(11): 89-92.
- [16] Jie Guo, Wenping Zhang, Dequan Zou. Investigation of dynamic characteristics of a valve train system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2011, 46(12): 1950-1969.

参考文献: