

影响内燃机活塞环-缸套擦伤的因素 及防擦伤的摩擦学设计

桂 长 林

(合肥工业大学机械系 合肥 230009)

摘要 阐述了内燃机活塞环-缸套擦伤的机理, 分析了磨合、缸套表面形貌、活塞环外形、活塞组件的热变形与机械变形、润滑油、材料和表面覆层等因素对活塞环擦伤的影响, 指出可以采用内燃机强化系数 p_{evm} 作为活塞环防擦伤摩擦学设计的判别特征值, 从而为从设计上防止活塞环擦伤提供了思路

关键词 内燃机 活塞环 擦伤 摩擦学设计

分类号 TK423.33

关于内燃机活塞环-缸套擦伤(Scuffing)的研究始于70年代^[1]。目前人们对于解决活塞环-缸套擦伤(拉缸)已积累了不少经验, 然而, 这一问题还远未得到圆满解决。直接或间接影响活塞环-缸套擦伤行为的因素很多, 除活塞环本身之外, 还包括缸套、活塞、机体、发动机总体设计、润滑、冷却、燃烧、制造工艺和工况等多方面的因素。本文从摩擦学设计角度出发分析了活塞环-缸套的擦伤机理, 指出从设计上解决问题的思路。

1 擦伤机理

擦伤是由于润滑油膜破坏, 摩擦副与金属直接接触, 滑动表面形成以局部粘着为特征的、肉眼可见的损伤^[2]。不同的摩擦副可能具有明显不同的擦伤行为及机理。比如轴承与活塞环虽然均为滑动摩擦副, 但由于工况、结构和润滑状况等方面的差异, 其擦伤特性有很大区别。轴承在擦伤之后通常迅速发生烧瓦, 而活塞环在擦伤之后仍可继续运转。齿轮在发生擦伤之后不仅可继续运行, 甚至还可加载运行^[3]。研究表明^[4], 活塞环-缸套的擦伤是多种因素综合作用的结果。Aue 指出^[5]: 当物体B 在边界润滑下在物体A 上滑动时, 因摩擦产生的热 $Q = p v \mu$ [见图1(a)]。如果在某一特定点, 因瞬时润滑不足或硬微粒存在而发生较严重的摩擦 [如图1(b)所示], 摩擦系数由 μ 增大为 μ' , 则该点将产生更多的热并因温度升高而膨胀, 产生“热力凸起 (Thermal bump)”现象, 从而导致物体间的直接接触。如果磨损率适当高, 足以消除“凸起”, 那么仍可保持运转稳定; 或者因硬颗粒去除与润滑情况改善, 使凸起面恢复正常, 使“热力凸起”冷却并收缩, 瞬间擦伤伤痕可被磨平。如果磨损率不够高, 难以消除“热力凸起”, 则将发生恶性循环。研究显示, “热力凸起”点由于瞬时迅速加热和冷却, 先形成

* 机械部技术发展基金资助项目/1997-08-20收到初稿, 1998-06-18收到修改稿/本文通讯联系人桂长林

桂长林 男, 62岁, 教授, 主要研究机械的摩擦学设计理论与方法, 发表论文80余篇

“亮点”脱落,形成肉眼可见的擦伤痕迹。此时,如恶性循环发展下去则导致严重的擦伤。由图2可见,环表面的亮点(白色层)处在轻微擦伤和严重擦伤之间的转变区($p_1 \sim p_2$)内。显然,

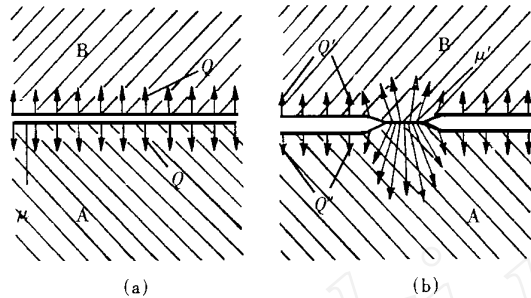


Fig 1 Scuffing mechanism

图1 擦伤机理

白色层是在稍低于转变压力(p_2)之下形成的。显微分析表明,白色层的作用在于形成一层氧化硬膜起防护作用。

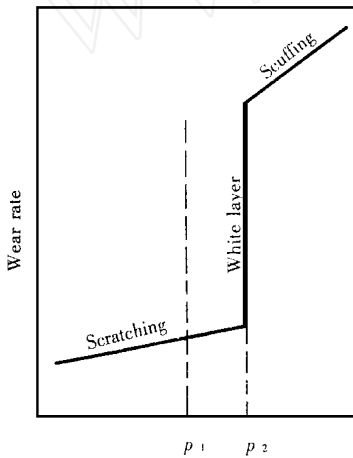


Fig 2 Formation process of scuffing

图2 擦伤形成过程

总之,活塞环的擦伤机理可认为在高温环境下,当活塞环面上某特定点的接触压力高于瞬间、局部润滑状态下所能承受的最大压力时,则发生擦伤。当初始擦伤不能被消除并进一步发展时,则将影响内燃机正常工作。

2 影响活塞环擦伤的因素及擦伤的早期征兆

2.1 磨合

活塞环擦伤多发生于发动机磨合期。通常未磨合表面上的实际接触压力高于磨合后表面的接触压力。另外,磨合可以避免活塞环的边缘接触。如图3所示,活塞在工作过程中的偏转引起活塞环的边缘接触,从而使接触压力显著增高并进而导致擦伤。桶形活塞环的发明减轻了边缘接触引起的擦伤危险。但是各种内燃机的活塞偏摆大小不同,因此不能将一种磨合程序用于所有内燃机。为了实现活塞环与缸套的最佳配合,在磨合初期应采用轻

负荷和高速度,随后逐步增加磨合负荷,直至达到完全磨合。

2.2 缸套的表面形貌

缸套表面形貌对活塞环擦伤具有一定的影响。业已发现,金刚石珩磨油与石珩磨缸套表面生产效率较高,但易发生擦伤;而经过正常磨合且运转正常的发动机易发生所谓的“老化擦伤(Old-age scuffing)”。研究表明:前者是由于经金刚石珩磨的表面存在尖峰,容易引起金属直接接触和磨粒脱落;后者是由于表面过于光滑,缸壁面的存油容易被刮除。因此,为了避免擦伤,缸套表面应具有适当的表面形貌。通常在设计与加工中应注意使缸套表面具有一定的峰与谷,且各个谷之间不能连通。这样以来,峰支承压压力,谷贮存残存的润滑油和小磨粒,而不连通的谷有助于润滑油的贮存和向峰部浸润。但表面并不是越粗糙越好,因为过大

的粗糙度导致机油损耗增加

2.3 活塞环外形

为了减小活塞的惯性, 在设计中应尽量控制活塞的尺寸。但是, 太短的活塞在工作中容易摆动, 从而导致活塞环边缘接触而拉缸。此外, 为了减轻内燃机的重量, 通常采用薄壁缸套, 这样缸套的热变形可能增大, 也会导致活塞环拉缸。因此, 为了防止发生拉缸, 第1道气环外表面一般采用桶面外形(包括梯形)。如果采用矩形环, 经过一段时间的磨合与运行后, 也会最终转变为桶形环。因此, 内燃机第1道环采用桶形环是客观规律作用的必然结果。对运行后的活塞环面进行检测发现^[6], 第1道环上侧比下侧磨损严重, 磨损表面为不对称桶面, 第2道环磨损表面的不对称性没有第1道环那样明显(图4)。焦明华等^[7]研究表明, 第1道桶面环的非对称性有利于降低机油损耗。

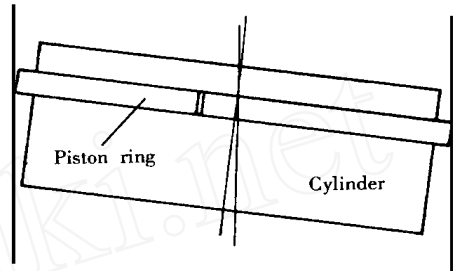


Fig 3 Edge contact between piston ring and cylinder liner caused by piston tilt

图3 由于活塞偏摆引起的活塞环边缘接触

2.4 变形

变形对活塞环的擦伤有重大影响。变形包括因温度引起的活塞、活塞环和缸套的热变形及因

机械作用引起的缸套变形两类。在气缸体内, 由于温度分布不均, 活塞、活塞环和缸套都会发生热变形。热变形的严重后果是活塞环的缸套圆周上失去紧密贴合, 个别位置产生间隙, 使

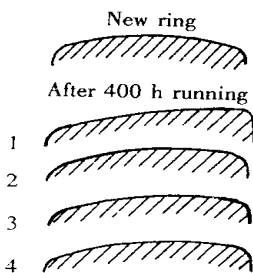


Fig 4 Contour of piston ring after 400 h running

(The figures 1 to 4 represent the first ring to fourth ring)

图4 运转400 h后活塞环的外形
(图中1~4为环的道数)

炽热气体从环与套的滑动面上通过, 从而破坏间隙处及其周围的润滑油膜, 并使活塞环进一步变形。同时, 在环背气体压力的作用下, 环与套将因干摩擦而擦伤。气缸体内各零件的温度高低及分布不仅取决于燃烧室和各零件的设计, 同时还与冷却系统的设计有关系。控制活塞环的温度, 改善缸套顶部的冷却水循环, 保持活塞环在有冷却水套的区域工作, 控制头道环槽的热流强度等对于活塞环的热变形具有重要的意义^[4]。另一方面, 内燃机运转时活塞对缸壁的侧推力, 缸盖底面对缸套的压紧力, 缸盖螺栓通过机体顶板间接作用于缸套的力等是引起缸套机械变形的主要因素。研究表明^[8]: 在上述诸多因素中, 缸盖螺栓通过机体顶板间接作用于缸套的力常常是引起缸套机械变形和失圆的首要原因。为此, 在设计机体时应使缸盖螺栓的作用力, 包括装配时的预紧力和工作中的拉力尽可能地直接通过与缸体缸筒分开的那些框架结构传递给主轴承座, 使缸体缸筒少受传

力结构的影响并使缸盖螺栓尽可能均匀分布。通过对复杂的机体刚性进行有限元分析, 可了解所设计的机体、缸盖和缸套等在内燃机工作时机械变形的情况。

2.5 润滑油

通常情况下, 润滑油粘度越高, 其抗擦伤能力越强; 油的品质愈高, 抗擦伤能力愈强^[6]。因此, 对于高速内燃机(活塞平均速度 $> 9 \text{ m/s}$), 不能仅从节能角度考虑选用低粘度的润滑

油 另外, 活塞环的粘着和积炭是导致擦伤的主要原因^[4]. 这是由于积炭减少了活塞环侧向间隙, 妨碍了活塞环在环槽内的正常相对运动. 在这种情况下, 活塞的侧向推力将集中在活塞环的某一区段上而引发擦伤. 因此, 选用高品质的内燃机油对防止擦伤具有重要的意义.

2.6 材料和表面覆层

研究与生产实际表明: 对于汽油机和非增压柴油机来说, 第1道活塞环采用镀铬覆层, 配高磷或硼铸铁缸套具有良好的摩擦磨损综合性能. 由于钼的熔点(2 640)高于铬的熔点(1 770), 因而喷钼活塞环的抗擦伤能力优于镀铬活塞环. 因此, 对于高强度柴油机($p_{eV_m} \geq 14 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$)^[9], 应采用喷钼活塞环匹配高磷铸铁缸套或镀铬铸铁缸套^[10]. 从防止擦伤的角度来说, 通常不主张选用高硬度的耐磨材料和表面覆层.

2.7 活塞环擦伤的早期征兆

内燃机活塞环发生初期轻微擦伤时, 振动与噪声均无明显增大, 因而不易被发现, 但此时机油消耗量与漏气均会迅速增加. 如果忽视了这些征兆而未能及时采取对策, 当擦伤加剧时就可能导致活塞环与活塞的损坏, 进而引发活塞完全卡死(咬缸)^[4].

3 防活塞环-缸套擦伤的摩擦学设计

3.1 判别擦伤可能性的指标及指标值的确定

设计和研制新型内燃机时应当判断该内燃机是否需要防擦伤设计以及确定防擦伤设计的等级. Aue^[5]提出用数值“ D ”代表擦伤的可能性, 并用下式表示:

$$D = S_v \cdot S_c. \quad (1)$$

$$S_v = \frac{p \cdot v \cdot \mu}{l}. \quad (2)$$

$$S_c = \frac{E \cdot \epsilon}{c \cdot \rho}. \quad (3)$$

式中: S_v 表征摩擦副工作的苛刻程度, p 为接触压力, v 为滑动速度, μ 为摩擦系数, l 表征材料的弹性变形能力; S_c 表征材料的物性系数, E 为弹性模量, ϵ 为热膨胀系数, c 为比热, ρ 为密度. D 值具有一定的普遍意义. 就内燃机活塞环-缸套摩擦副来说, 该判别式可以进一步简化. 首先, 活塞环与缸套常用材料铸铁在所有金属中具有最佳 S_c 值, 因而 S_c 值的影响可以忽略; 与此相似, l 的影响也可忽略. 其次, 摩擦系数 μ 与环境、工况、结构、润滑和材质等多方面因素有关, 因此不宜将摩擦系数作为判断擦伤可能性的指标. 本文建议采用接触压力 p 与滑动速度 v 的乘积 IS_r , 作为内燃机活塞环擦伤可能性的判别指标. 由于活塞环的滑动速度一般可用活塞的平均速度 v_m 来表征, 故内燃机活塞环擦伤可能性判别指标可以表示为:

$$IS_r = p_e \cdot v_m. \quad (4)$$

式中: p_e 为内燃机的平均有效压力.

根据式(4)所得到的内燃机活塞环擦伤可能性等级的判别指标如表1所示.

3.2 可供防擦伤的摩擦学设计采取的技术措施

综上所述, 在防活塞环-缸套摩擦副擦伤的摩擦学设计中可采取如下技术措施:

进行适宜和充分的磨合; 采用桶面环; 采用平台网纹的缸套; 对活塞、活塞环和缸套进行三维温度场和热变形分析, 对活塞、活塞环及缸套的热变形进行限制与设计上的改进; 对缸套与机体进行三维机械变形分析; 对活塞、活塞环和缸套摩擦副进行综

合非稳态、热、三维润滑分析, 将热变形、机械变形、活塞偏摆与润滑分析综合起来, 确定活塞环与缸套的最小油膜(工作)间隙, 并对此间隙的防擦伤安全性作出判断; 选用高粘度和

表1 内燃机擦伤可能性等级判别指标

Table 1 Grade criterion of engine scuffing possibility

Grade	IS_r $/M Pa \cdot m \cdot s^{-1}$	A verage piston speed $v_m /m \cdot s^{-1}$	A verage pressure $p_e /M Pa$	Engine type
1	< 6	< 6	< 1.0	Diesel engine for agriculture
2	$\geq 6 \sim < 10$	$\geq 6 \sim < 9$	$\geq 1.0 \sim < 1.2$	Diesel engine for general vehicle
3	$\geq 10 \sim < 20$	$\geq 9 \sim < 13$	$\geq 1.2 \sim < 1.5$	Diesel engine for lorries Gasoline engine for bus
4	≥ 20	Gasoline ≥ 13	≥ 1.5	Pressure increased diesel engine Gasoline engine for cars

高品级的润滑油并采用抗擦伤润滑油添加剂; 采用喷钼环配高磷缸套或镀铬缸套

4 结论

- a 在高温环境下, 当活塞环面上某特定点的接触压力高于瞬时、局部润滑状态下所能承受的最大压力时, 内燃机活塞环发生擦伤
- b 影响活塞环擦伤的主要因素有磨合、缸套的表面形貌、活塞环外形、活塞组件的热变形与机械变形、润滑油和表面覆层等
- c 活塞环发生早期擦伤的征兆是机油消耗和漏气迅速增加
- d 内燃机强化系数 p_{eV_m} 可以作为活塞环防擦伤摩擦学设计的判别特征值, 并可按 p_{eV_m} 的大小将活塞环擦伤分为4个等级

参 考 文 献

1 Munro R, Hughes G H. Current piston and ring practice and the problem of scuffing in diesel engines. Diesel Engineering & Users Association, March 1970

2 Barwell F T. A report of the paper on wear. Int Mech Eng Proc Conf on Lub and Wear, September 1957. 587~ 601

3 桂长林, 李震. 齿轮胶合的试验研究及监控技术. 摩擦学学报, 1994, 14(3): 220~ 229

4 Munro R. 柴油机活塞环擦伤——存在重大难题吗? 经验交流, 1979(2): 96~ 101

5 Aue G K. 活塞环擦伤——综述. 经验交流, 1979(2): 87~ 95

6 Murray E J. 火花点火式发动机擦伤的评述. 经验交流, 1980(3): 102~ 110

7 焦明华, 桂长林. 柴油机活塞环机油耗及其影响因素分析. 合肥工业大学学报, 1992, 15(1): 115~ 121

8 Hamai K. Present status and future direction of engine tribology at Nissan. In: Proc of the 17th leeds-lyon symposium on tribology, Tribology Series 18. New York: Elsevier Press, 1990. 495~ 502

9 杨连生. 内燃机设计. 北京: 中国农业机械出版社, 1980

10 陆际清, 沈祖京, 孔宪清等. 汽车发动机设计(第二册). 北京: 清华大学出版社, 1993

The Effect of Various Factors on the Scuffing of Piston Ring-Cylinder Liner in Internal Combustion Engine and the Measure for Anti-scuffing Tribological Design

Gui Changlin

(Hefei University of Technology Hefei 230009 China)

Abstract The scuffing mechanism of piston ring-cylinder liner is introduced. The main factors that influence the piston ring scuffing are summarized as running-in, surface roughness, contour of ring, thermal and mechanical deformation of piston assembly, lubricant, material, and surface protective layer. The intensified coefficient p_{evm} is suggested as the criterion for judging scuffing degree. The possibility of scuffing occurrence is divided into four grades according to the values of p_{evm} . The tribological design measure to avoid scuffing of piston ring-cylinder liner is reviewed.

Key words internal combustion engine piston ring scuffing tribology design

Classifying number TK423.33