

文章编号:1671-6833(2013)04-0040-05

冷却风扇“拍振”影响车内噪声的试验研究

姚运仕¹, 马芳武², 冯忠绪¹, 郭子玉³

(1. 长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064; 2. 浙江吉利汽车研究院有限公司, 浙江 杭州 311228; 3. 威海职业学院 船舶工程系, 山东 威海 264210)

摘要: 为了降低冷却风扇对车内噪声的影响, 采用理论分析与实车试验相结合的方法, 在分析“拍振”机理的基础上讨论了双冷却风扇“拍振”形成的原因; 以某B级车车内噪声为研究对象, 进行了双冷却风扇优化前后的对比试验。研究结果表明: 当转速差较小时, 双冷却风扇因各自自动不平衡引起的两个振动会合成“拍振”, 影响车辆舒适性; 实测车内噪声含明显的冷却风扇噪声成分, 且“拍振”现象明显; 通过调整两冷却风扇转速差到20%和减小动不平衡量10%, 发动机怠速、冷却风扇高速运转时车内噪声由优化前48.32dB(A)降低至46.86dB(A), 降噪效果明显。

关键词: 汽车工程; 冷却风扇; 拍振; 噪声; 舒适性

中图分类号: U461; TH12

文献标志码: A

doi:10.3969/j.issn.1671-6833.2013.04.010

0 引言

冷却风扇是发动机冷却系统中最关键的部件之一, 不但直接影响发动机的工作状态, 而且对保证发动机的寿命和经济性具有重要意义^[1]。为了满足发动机散热要求, 冷却风扇经常高速运转, 不可避免地引起振动和噪声, 严重时影响车辆的舒适性^[2]。

随着乘用车NVH性能(Noise, Vibration & Harshness)要求的不断提高, 冷却风扇噪声控制已引起广泛关注。Mugridge等^[3-4]研究了冷却风扇噪声对整车噪声的影响, 认为冷却风扇是整车重要的噪声源之一。张俊红等^[5]从心理学角度研究了冷却风扇噪声的声品质对整车噪声的影响, 认为适当地增加噪声中的中低频(1 kHz以下)能量成分虽使噪声A计权声压级升高, 但却能改善声品质, 降低人心理上的烦躁感。申玉良等^[6-10]分析了风量、能耗、流场及噪声间的关系, 探讨了冷却风扇选型、控制及结构优化等方法。对于单冷却风扇引起的振动和噪声, 通常的解决方式是适当降低风扇的转速、增加风扇直径, 但随之带来冷却效率降低和整车布置困难等问题。因此, 为了提

高和优化冷却系统的性能同时降低振动和噪声, 很多冷却系统采用两个冷却风扇。双冷却风扇克服了单风扇效率低及结构布置难题, 其引起的振动和噪声相对单个冷却风扇也有所降低, 然而, 双冷却风扇却普遍存在“拍振”问题。针对空调系统的双冷却风扇噪声问题, 游斌等^[11]分析了双冷却风扇噪声“拍振”的特点及成因, 认为双冷却风扇形成的“拍振”更容易让人心理疲劳和烦躁, 比单风扇噪声的危害更严重。

笔者针对冷却风扇引起的车辆NVH问题, 前期试验已经发现双冷却风扇“拍振”对转向盘抖动有明显的影响^[12]。笔者拟进一步探讨双冷却风扇“拍振”对车内噪声的影响, 以期通过破坏“拍振”产生条件达到消减“拍振”、改善车内噪声的目的。

1 双冷却风扇“拍振”的成因

某B级车采用五叶片的双冷却风扇(图1), 两个冷却风扇的结构相同, 智能温控系统根据发动机温度自动实现高低两档转速控制, 每个档位的设计转速相同。因风扇低速时产生的噪声不大, 笔者暂不讨论。

收稿日期:2013-02-20; 修订日期:2013-05-20

基金项目:国家自然科学基金青年基金资助项目(51208044); 中国博士后科学基金面上资助项目(20100471592)。

作者简介:姚运仕(1979-), 男, 山东费县人, 长安大学副教授, 博士, 主要从事工程机械理论和车辆减振降噪方面的研究工作, E-mail: yaoyys@chd.edu.cn。

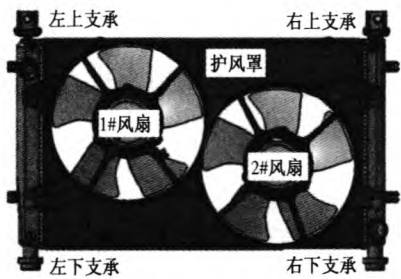


图 1 双冷却风扇结构

Fig. 1 Scheme of double cooling fans

尽管冷却风扇有严格的动不平衡限值,但由于制造、安装等因素的影响仍不可避免地存在微小的动不平衡量,高速运转时,形成激振源,进而引起车辆的振动和噪声.设两冷却风扇的动不平衡量分别为 m_1 和 m_2 ,偏心距分别为 e_1 和 e_2 ,实际转速分别为 n_1 和 n_2 ,初相位分别为 ϕ_1 和 ϕ_2 ,则某时刻竖直方向的激振力 F_1 和 F_2 分别为

$$F_1 = m_1 \cdot e_1 \cdot \left(\frac{2\pi \cdot n_1}{60}\right)^2 \cdot \sin\left[\left(\frac{2\pi \cdot n_1}{60}\right) \cdot t + \phi_1\right]. \quad (1)$$

$$F_2 = m_2 \cdot e_2 \cdot \left(\frac{2\pi \cdot n_2}{60}\right)^2 \cdot \sin\left[\left(\frac{2\pi \cdot n_2}{60}\right) \cdot t + \phi_2\right]. \quad (2)$$

若令 $\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60}$ 、 $\omega_2 = \frac{2\pi n_2}{60}$ 、 $A_1 = m_1 e_1 \omega_1^2$ 、 $A_2 = m_2 e_2 \omega_2^2$,则式(1)和式(2)可记为

$$F_1 = A_1 \sin(\omega_1 t + \phi_1). \quad (3)$$

$$F_2 = A_2 \sin(\omega_2 t + \phi_2). \quad (4)$$

显然,对双冷却风扇系统而言,激振力 F 是两个简谐振动 F_1 和 F_2 的合成,可表示为:

$$F = F_1 + F_2 = A_1 \sin(\omega_1 t + \phi_1) + A_2 \sin(\omega_2 t + \phi_2). \quad (5)$$

合成振动响应 F 的结果取决于两个简谐振动的振幅比 A_1/A_2 、频率比 ω_1/ω_2 及相位差 $\Delta\phi = \phi_1 - \phi_2$,可分为 3 种情况进行讨论^[13]:

(1) 若 $\omega_1 = \omega_2 = \omega$,则合成振动仍是简谐振动.

(2) 若 $\omega_1 \neq \omega_2$,且比值是有理数,则合成振动是非简谐的周期振动.通过频率及频率比、振幅及振幅比和相位差的优化,这种双频合成的周期振

动有较好的工程应用价值^[14].

(3) 若两频率不等且频率差较小,即 $\omega_1 = \omega$, $\omega_2 = \omega + \Delta\omega$,且 $\Delta\omega \ll \omega$,则合成振动表现为振幅忽大忽小的“拍振”.频率差 $\Delta\omega$ 越小,拍振动的振幅愈接近常数,而拍振动也愈接近简谐振动^[15].

对两个冷却风扇的冷却系统而言,虽然两个冷却风扇转速的设计值相同,但因制造和装配等的误差很难保证两风扇的一致性,且会造成实际转速与设计转速有稍许误差,即 $|n_1 - n_2| = \Delta n \ll n_1$ 或 n_2 .可见,双冷却风扇是两个转速差较小的激振源,恰好满足“拍振”产生的条件,系统将发生“拍振”,“拍振”的最大幅值与动不平衡量及转速有关,“拍振”的频率与转速差有关.当然,冷却风扇噪声产生的原因较复杂,既有机械振动引起的噪声,也有叶片切割空气引起的气动噪声.由于两冷却风扇结构相同、叶片数相等,转速差较小时气动噪声必然也有“拍振”现象,笔者以动不平衡的机械振动引起的噪声“拍振”为例进行讨论,气动噪声“拍振”成因及控制措施等同.

2 冷却风扇“拍振”影响车内噪声试验

2.1 试验目的及方案

为了分析冷却风扇“拍振”对车内噪声的影响,参照相关国家标准及试验规范,分别对冷却风扇进风口处和车内驾乘人员耳边等的噪声进行了测试,因风扇对进风口处噪声的贡献量远大于发动机的贡献量,故将此测点噪声作为风扇噪声.试验采用多工况对比测试的方案,试验工况见表 1.

表 1 试验工况排列表	
Tab. 1 Working conditions of experiments	
序号	试验条件
工况 1	发动机怠速,冷却风扇不转
工况 2	发动机怠速,冷却风扇高速转动
工况 3	发动机熄火,冷却风扇高速转动
工况 4	车辆空挡,发动机缓加速,冷却风扇高速转动

2.2 试验结果分析

图 2 是工况 1 车内某测点噪声试验结果.

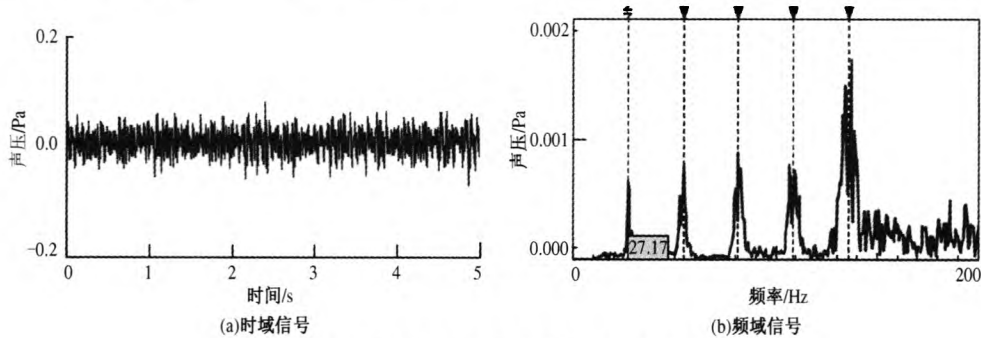


图 2 工况 1 车内某测点噪声试验结果

Fig. 2 Interior noise in working condition I

由图 2 可知:发动机怠速、冷却风扇不转时,车内某测点噪声的时域信号幅值较小且相对平稳,峰值在 0.06 Pa 附近波动,总声压级约为 41.54 dB(A). 频域信号的发动机点火阶次频率特征明显,峰值频率分别对应发动机二阶点火频

率及其倍频. 基频约为 27.17 Hz, 对应发动机怠速 815 r/min 时的二阶点火频率.

图 3、图 4 是工况 2 车内某测点和冷却风扇噪声试验结果.

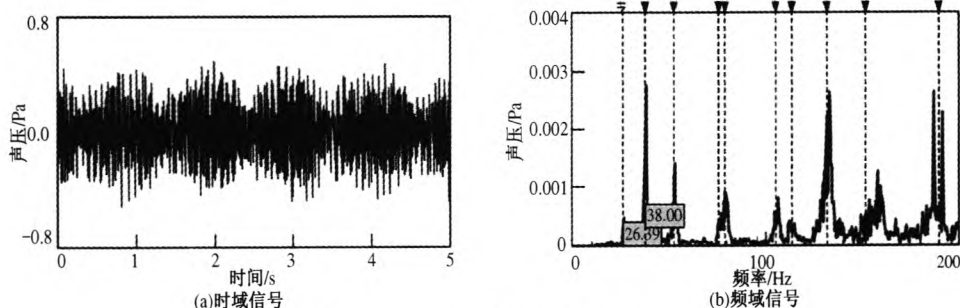


图 3 工况 2 车内某测点噪声试验结果

Fig.3 Interior noise in working condition II

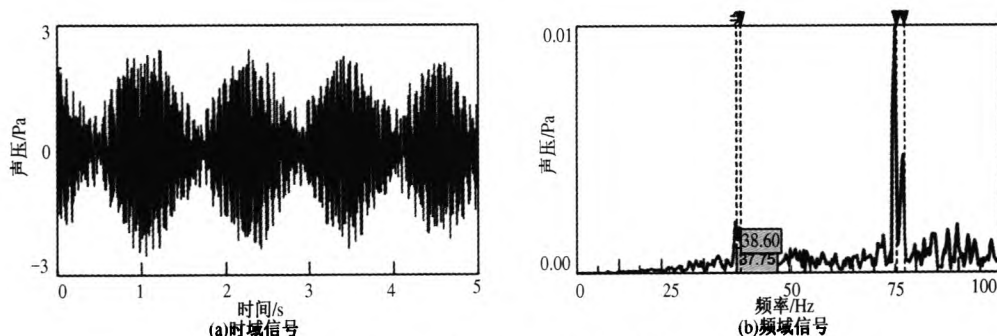


图 4 工况 2 冷却风扇噪声试验结果

Fig.4 Noise of cooling fans in working condition II

由图 3、图 4 可知:与工况 1 相比,发动机怠速、冷却风扇高速运转时,车内某测点噪声时域信号幅值较大,由工况 1 的 0.06 Pa 增大到 0.4 Pa,对应的总声压级也增大到 48.32 dB(A). 时域信号幅值忽大忽小,呈现明显的周期性变化特点,约 1 s 变化一次,有显著的“拍振”特征. 频域信号的峰值频率较复杂. 一部分峰值频率具有明显的发动机点火阶次频率特征,如基频 26.39 Hz 及其倍频. 其中,基频 26.39 Hz 是发动机二阶点火频率,对应的发动机转速约为 791 r/min,比工况 1 冷却风扇关时约低 24 r/min,这是因为冷却风扇运转引起发动机负载增加而掉速. 另一部分峰值频率也具有明显的阶次特征,如基频约 38 Hz 及其倍频,且各阶次幅值比发动机点火频率各阶次对应的幅值还高. 由冷却风扇噪声频谱可知,这部分频率成分对应冷却风扇噪声的旋转基频及其倍频,对应的风扇转速约为 2 293 r/min,与风扇设计转速 2 300 r/min 吻合.

另外,由冷却风扇和发动机二阶点火噪声基

频幅值对比可知,车内噪声频域信号中对应冷却风扇旋转基频的幅值远高于发动机二阶点火频率幅值,二者相差近 5 倍,这是造成冷却风扇高速运转时车内噪声声压级上升 6.78 dB(A)的主要原因. 另外,分析冷却风扇噪声基频及其倍频可以看出,基频 38 Hz 附近有频率差较小的两个成分 37.75 Hz 和 38.6 Hz. 各倍频处类似,也有两个频率成分,且分别是 37.75 Hz 和 38.6 Hz 的倍频. 这是因为冷却风扇噪声是由转速差较小的两个风扇引起的,满足“拍振”的条件,这也是车内噪声“拍振”的原因.

图 5 是工况 4 车内某测点噪声试验结果. 由图 5 可知:在车辆定置空档、发动机缓加速、冷却风扇高速运转时,车内噪声的发动机二阶点火频率特征仍较明显,在图中表现为随发动机转速升高频率成比例变大的一条斜线. 沿此二阶点火频率斜线,噪声信号的幅值随发动机转速增加而增大,在 2 500 ~ 5 000 r/min 之间时出现较大峰值. 另外,图中 38 Hz 附近有明显的共振带,表现为频

率不随发动机转速变化而变化的平行于纵坐标的直线,幅值较高且与发动机转速无关;共振带的另一个显著特征是有等间隔的亮点,表明其幅值周期变化,符合“拍振”特征.除 38 Hz 处的共振带外,在 38 Hz 的倍频处也存在幅值较明显的若干倍频共振带,表明冷却风扇对车内噪声影响较大.

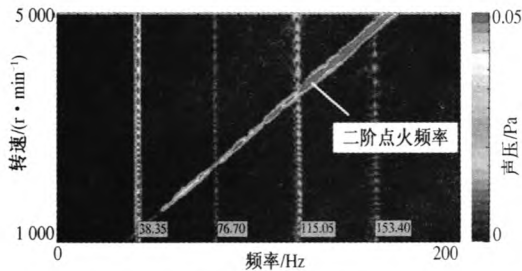


图 5 工况 4 车内某测点噪声试验结果

Fig.5 Interior noise in working condition IV

图 6 是工况 3 冷却风扇噪声试验结果. 由图 6 可知:发动机熄火时,两个冷却风扇由蓄电池驱动,冷却风扇噪声时域信号幅值约以 1 s 为周期变化,是典型的“拍振”. 频域信号中峰值频率的基频在 33 Hz 附近,有两个频率成分 33.01 Hz 和 33.90 Hz,分别对应两个冷却风扇的实际转速 1 980 r/min 和 2 034 r/min,比设计转速 2 300 r/min 和发动机不熄火工况转速略低,这与蓄电池实际电压及风扇制造、装配误差有关.

综上所述,每个冷却风扇因动不平衡高速运

转时形成简谐振动源,而双冷却风扇又因较小的转速差引起车内噪声明显的“拍振”,一方面使车内噪声总声压级变大;另一方面,“拍振”幅值 1 Hz 左右的周期变化处于人体敏感的低频范围,易引起生理疲劳和烦躁.

3 冷却风扇“拍振”控制及试验验证

在满足散热要求的前提下,对冷却风扇进行了优化. 一方面,通过调整控制风扇转速的电阻值,将 1#风扇转速增大 10%、2#风扇转速减小 10%,使两风扇的转速差达到了 20%,破坏了“拍振”形成的条件;同时,按冷却系统设计要求计算风量和静压,满足设计要求. 另一方面,通过风扇台架动平衡试验,将两冷却风扇动不平衡量降低 10%,降低了激振源的能量,最终达到控制“拍振”的目的.

冷却风扇优化后,采用前述相同工况进行了验证试验. 图 7 是工况 2 冷却风扇优化前后冷却风扇噪声和车内噪声对比试验结果.

由图 7 可知:冷却风扇的转速和动不平衡量调整后,各测点时域信号幅值较稳定,“拍振”现象消失. 冷却风扇噪声时域信号幅值由优化前的 2.9 Pa 降低到 2.4 Pa,车内某测点噪声时域信号幅值由优化前的 0.4 Pa 降低到 0.3 Pa,车内噪声总声压级由 48.32 dB(A)降低至 46.86 dB(A),

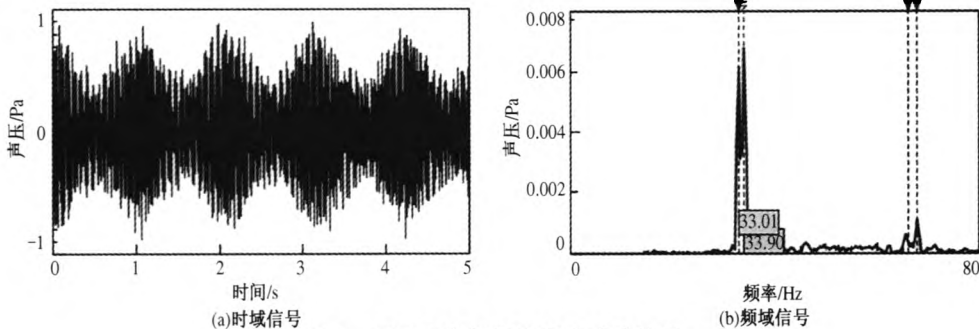


图 6 工况 3 冷却风扇噪声试验结果

Fig.6 Noise of cooling fans in working condition III

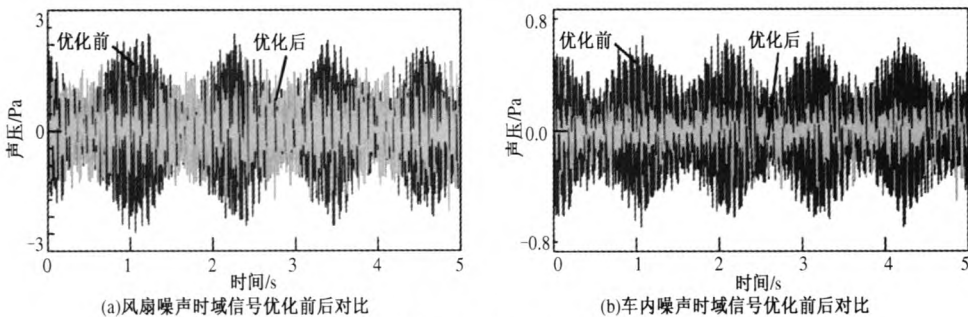


图 7 工况 2 冷却风扇优化前后对比试验结果

Fig.7 Comparison of original and optimized cooling fans

减小了 1.46 dB(A),降噪效果比较明显。

4 结论

(1)冷却风扇对车内噪声影响较大,频域信号的一部分峰值频率有冷却风扇旋转基频及其倍频的阶次特征;冷却风扇高速运转时车内噪声总声压级比怠速时上升了 6.78 dB(A),且时域信号幅值周期性忽高忽低,有明显的“拍振”特征。

(2)在满足冷却系统设计要求的前提下,通过调整两冷却风扇转速差到 20% 和减小动不平衡量 10% 破坏了“拍振”产生的条件;试验结果表明冷却风扇优化后车内噪声无明显“拍振”现象,总声压级减小了 1.46 dB(A),降噪效果明显。

参考文献:

- [1] 沈建军,冯忠绪,杨建辉.一种发动机轻载节油方法的研究[J].郑州大学学报:工学版,2012,33(6):45-48.
- [2] 姚运仕,马芳武,冯忠绪,等.汽车排气系统悬挂点影响车内噪声的研究[J].郑州大学学报:工学版,2011,32(4):30-33.
- [3] MUGRIDGE B D. The noise of cooling fans used in heavy automotive vehicles[J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 44 (3): 349-367.
- [4] WU S F, SU S, SHAH H. Noise radiation from engine cooling fans[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 216(1): 107-132.
- [5] 张俊红,刘海,毕凤荣,等.基于心理声学分析的风扇噪声对整机噪声的影响[J].内燃机学报,2010,

28(6): 536-540.

- [6] 申玉良,潘存治,张军刚.汽车风扇磁流变液离合器模糊智能控制系统研究[J].石家庄铁道学院学报,2005,18(2):49-53.
- [7] 方建华,周以齐,焦培刚,等.基于逆向和 CFD 的挖掘机冷却风扇降噪分析[J].武汉理工大学学报,2009,31(15):86-90.
- [8] KIM H J, KIM C J. A numerical analysis for the cooling module related to automobile air-conditioning system[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(14-15): 1896-1905.
- [9] SALAH M H, FRICK P M, WAGNER J R, et al. Hydraulic actuated automotive cooling systems-Nonlinear control and test[J]. Control Engineering Practice, 2009, 17(5): 609-621.
- [10] CHANG C C, KUO Y F, WANG J C, et al. Air cooling for a large-scale motor[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(11/12):1360-1368.
- [11] 游斌,田明力,吴彦东,等.多联机双风轮系统拍振分析与性能优化研究[J].工程热物理学报,2011,32(2):223-226.
- [12] 姚运仕,冯忠绪,马芳武,等.冷却风扇“拍振”对转向盘抖动影响的研究[J].广西大学学报:自然科学版,2011,36(2):211-215,221.
- [13] 姚运仕,肖刚,董秀辉,等.双频合成振动压实试验研究[J].中国公路学报,2006,19(1):122-126.
- [14] 姚运仕,宋红年,冯忠绪.双频合成振动筛试验[J].中国公路学报,2008,21(4):122-126.
- [15] 韩军,高德平,胡绚,等.航空发动机双转子系统的拍振分析[J].航空学报,2007,28(6):1369-1373.

Experimental Study on Vehicle Interior Noise with Factors of Cooling Fan Beat Vibration

YAO Yun-shi¹, MA Fang-wu², FENG Zhong-xu¹, GUO Zi-yu³

(1. Key Laboratory for Highway Construction Technology and Equipment of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, China; 2. Zhejiang Geely Automobile Institute Co. Ltd, Hangzhou 311228, China; 3. Department of Ship Engineering, Weihai Vocational College, Weihai 264210, China)

Abstract: In order to reduce interior noise caused by cooling fan, mechanism of beat vibration of double cooling fans was discussed with help of theoretical analysis and field test. The comparison tests of prototype were carried on direct to the double cooling fans with and without optimizations. It was pointed that beat vibration was caused by double cooling fans with unbalance mass and little difference in rotating speed, which affected the comfort of the vehicle. The interior noise has close relationship with noise of cooling fan and beat vibration of noise was obvious. The interior noise of idle with high speed of cooling fans decreased from 48.32dB(A) without optimizations to 46.86 dB(A) with optimizations by adjusting the rotating speed difference of the double cooling fans to 20% and cutting unbalance mass by 10%.

Key words: automotive engineering; cooling fan; beat vibration; noise; comfort