

УДК 629.365

Самсонов Геннадий Павлович, инженер,
Филиал ФГУП «ЦЭНКИ» – «КБ «Мотор»,
Россия, 123100, Москва, ул. Сергея Макеева, 7, kbmotor@russian.space

Зайцев Сергей Викторович, канд. техн. наук, доц.,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, sajcew@rambler.ru

Кенджаев Ахмадбой, начальник цеха,
Филиал ФГУП «ЦЭНКИ» – «КБ «Мотор»,
Россия, 123100, Москва, ул. Сергея Макеева, 7, kbmotor@russian.space

Латышев Сергей Михайлович, канд. техн. наук, доц.,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, kt@madi.ru

МЕТОД СТАТИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Аннотация. В статье рассматриваются причины возникновения шума и вибраций в гусеничных и колесных машинах. Обеспечение допустимого уровня вибраций вентиляционных установок этих машин способствует повышению их надёжности и долговечности. Динамические силы и вызываемые ими вибрации создаются неуравновешенными инерционными силами вращающихся масс. Эти силы вызывают значительные переменные нагрузки, которые приводят к отказам вентиляционных установок гусеничных и колесных машин. Задача исключения или сведения к минимуму динамических нагрузок, достигаемая путем балансировки рабочих колес центробежных вентиляторов является весьма актуальной.

Ключевые слова: шум; вибрация; гусеничные машины; колесные машины; вентиляционная установка; неуравновешенные инерционные силы; динамические нагрузки.

Samsonov Gennadij P., engineer,
«КБ «Мотор», 7, Sergey Makeyev str., Moscow, 123100, Russia, kbmotor@russian.space,

Zajcev Sergej V., Ph. D., associate professor,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, sajcew@rambler.ru

Kendzhaev Ahmadboj, foreman,
«КБ «Мотор», 7, Sergey Makeyev str., Moscow, Russia, kbmotor@russian.space

Latyshev Sergej M., Ph. D., associate professor,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, kt@madi.ru

METHOD OF STATIC BALANCING OF WORKING WHEELS OF CENTRIFUGAL FANS

Abstract. The article deals with the causes of noise and vibration in caterpillar and wheeled vehicles. Providing an acceptable level of vibration of ventilation systems of these

machines contributes to improving their reliability and durability. Dynamic forces and the vibrations caused by them are created by the unbalanced inertial forces of the rotating masses. These forces cause significant variable loads, which lead to failures of the ventilation systems of caterpillar and wheeled vehicles. The task of eliminating or minimizing the dynamic loads achieved by balancing the impellers of centrifugal fans is very relevant.

Key words: noise; vibration; caterpillar vehicles; wheeled vehicles; unbalanced inertial forces; dynamic loads.

Введение и постановка задачи

При возмущении гусеничных и колёсных машин внешними силами, действующими со стороны агрегатов и систем, в их элементах возникают различного вида упругие волны, в том числе звуковая вибрация [1–5], что приводит к образованию звуковых волн.

Возмущение от внутренних источников обусловлено процессом сгорания топлива в цилиндрах ДВС, взаимодействием контактирующих тел в кинематических парах (ударами); неуравновешенностью и отклонением от соосности вращающихся деталей, непостоянством частоты вращения и крутящего момента на элементах агрегатов (валах, зубчатых колёсах).

К числу внутренних источников вибрации и шума для гусеничных и колёсных машин следует отнести устанавливаемые на них вспомогательные агрегаты: приводные двигатели, вентиляторы, компрессоры, кондиционеры.

Источники шума

В зависимости от характера физических процессов шумообразования различают источники шума механического, аэродинамического, гидродинамического и электромагнитного происхождения.

Основным источником шума от систем охлаждения и агрегатов гусеничных и колесных машин являются вентиляторы, шум которых бывает механическим и аэродинамическим.

Механический шум создают при работе подшипники, соединительные муфты, ремённая (клиноремённая) передача. Он является также результатом неуравновешенности элементов вентилятора.

Шум от неоднородности потока возникает при обтекании вращающегося рабочего колеса вентилятора неоднородным потоком, образующимся при наличии препятствий в потоке. Причиной такого шума могут быть пульсации давления на неподвижных препятствиях вблизи рабочего колеса. Спектр шума от неоднородности потока всегда имеет как непрерывную, так и дискретные составляющие с частотами

$$f_{н.п} = k z_{вент} n_{вент}/60, k = 1, 2, 3, \dots,$$

где $z_{вент}$, $n_{вент}$ – соответственно число лопаток и частота вращения колеса вентилятора, мин⁻¹.

Вихревой шум образуется вследствие срыва вихрей при обтекании тел.

Частота вихревого шума, который имеет место при обтекании потоком воздуха лопаток колеса вентилятора.

$$f_{вихр} = \frac{v_{отн} \cdot Sh}{B_{л}},$$

где $v_{отн}$ – средняя относительная скорость в заданном сечении; Sh – число Струхала, $Sh = 0,2$; $B_{л}$ – проекция длины лопатки на плоскость, перпендикулярную скорости $v_{отн}$:

$$B_{л} = b_{л} \sin \alpha + \delta \cos \alpha,$$

где $b_{л}$ – длина хорды лопатки; α – угол входа потока перед лопаткой; $\delta_{л}$ – толщина лопатки.

На рисунке 1 представлены спектры шума вентиляторов различного конструктивного исполнения, установленных в системах охлаждения двигателя и гидромеханической передаче колёсной машины.

Максимальные уровни спектра, которые имеют достаточно высокие значения, совпадают по частоте с первыми гармониками шума от неоднородности потока.

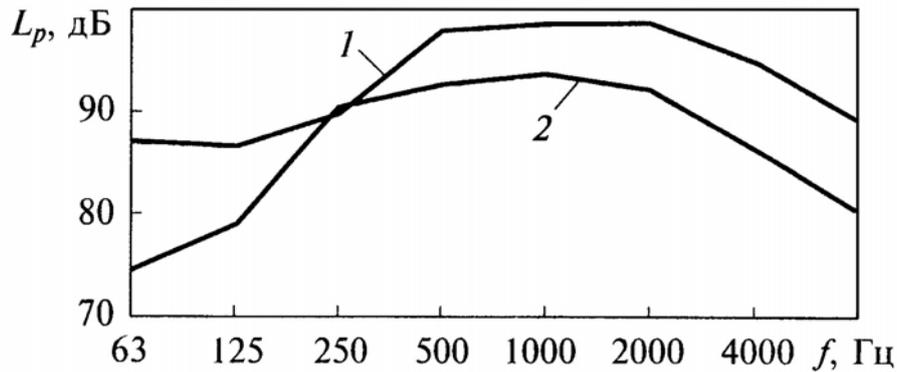


Рис. 1. Октавные спектры шума вентиляторов систем охлаждения ДВС (1) и гидромеханической передачи (2)

Уровень звуковой мощности вентиляторов можно оценить по следующему соотношению [6]:

$$L_p = 10 \lg (\rho g H Q) + 22 \lg (\omega_{\text{вент}} D_{\text{вент}}) + 19,$$

где ρ , Q – плотность и расход воздуха соответственно; H – напор; $\omega_{\text{вент}}$, $D_{\text{вент}}$ – угловая скорость и диаметр вентилятора соответственно.

Обеспечение допустимого уровня вибраций вентиляционных установок в процессе эксплуатации представляет проблему первостепенной важности, так как значительные вибрации снижают их надежность и долговечность. Динамические нагрузки и вызываемые ими вибрации создаются в первую очередь неуравновешенными инерционными силами вращающихся масс. Эти силы вызывают значительные переменные нагрузки, которые приводят к аварийной ситуации. Поэтому весьма актуальна задача исключения или сведения к минимуму динамических нагрузок, что достигается путем балансировки рабочих колес центробежных вентиляторов.

Необходимость балансировки рабочего колеса в процессе эксплуатации возникает после проведения ремонтных работ, таких, как устранение трещин в щеке рабочего колеса, ремонт и замена лопаток и т.д. При ремонте рабочего колеса нарушается совпадение его главной центральной оси инерции с осью вращения колеса и может появиться дисбаланс, который приведет к значительным вибрациям.

Методы балансировки

В работах [7–9] приведены трудоемкие методы балансировки путем удаления или добавления многих корректирующих масс. В данной работе рассмотрен метод балансировки путем добавления только двух корректирующих масс.

Для проведения балансировочных работ рабочее колесо насаживают на технологический вал и устанавливают на призматические ножи (рис. 2). Предварительно призматические ножи нивелируют в горизонтальной плоскости по двум направлениям: вдоль ножей и перпендикулярно их продольной оси.

Колесо перекачивается по призматическим ножам и положение, при котором остановится колесо, отмечают меловой чертой *A* на щеке колеса в верхней точке. Повторяют перекачивание колеса в противоположном направлении. Положение, при котором остановится колесо, отмечают меловой чертой *B*. Это будет легкое место колеса при этом направлении перекачивания. Середина расстояния между метками *A* и *B* будет легким местом колеса, которое обозначают меловой чертой *C* (рис. 3).

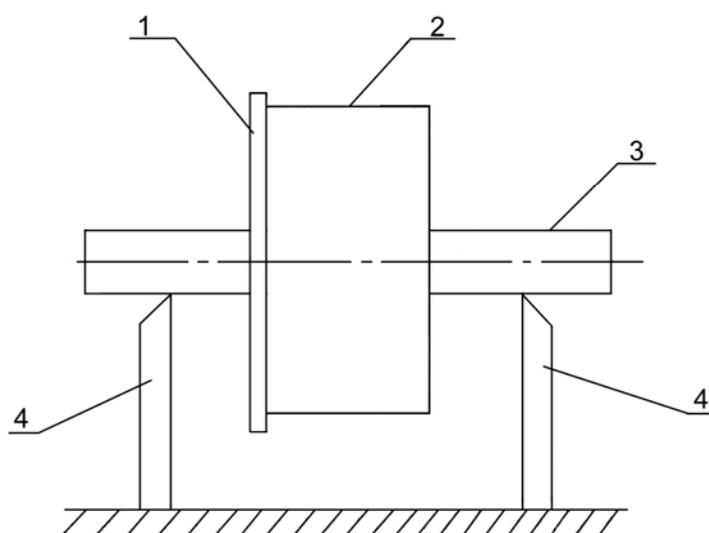


Рис. 2. Схема установки рабочего колеса вентилятора при балансировке:

1 – щека рабочего колеса; 2 – рабочее колесо;
3 – технологический вал; 4 – призматические ножки

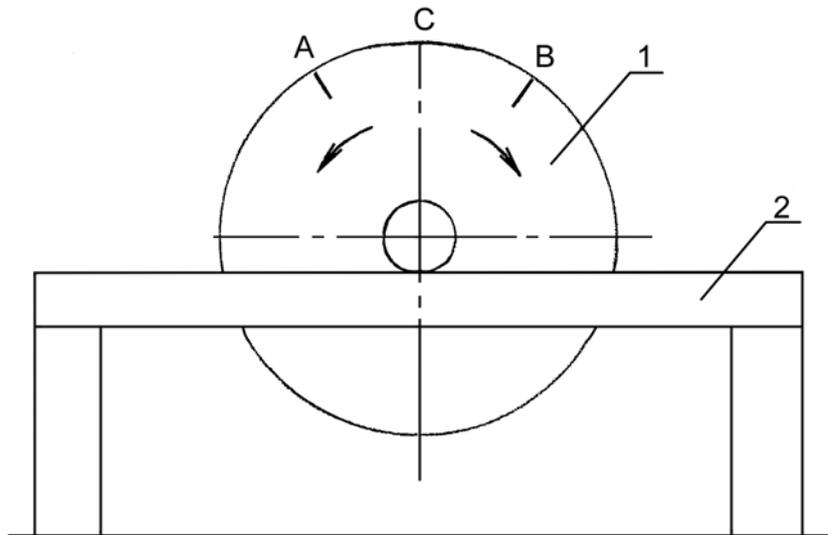


Рис. 3. Схема нанесения балансировочных меток на щеке рабочего колеса:
1 – щека рабочего колеса; 2 – призматические ножки

Корректирующие массы прикрепляются на щеке колеса вплотную к черте *C* по обе ее стороны. Подбор двух корректирующих масс проводится до тех пор, пока после остановки колеса при его перекатывании они не займут самого нижнего положения (рис. 4).

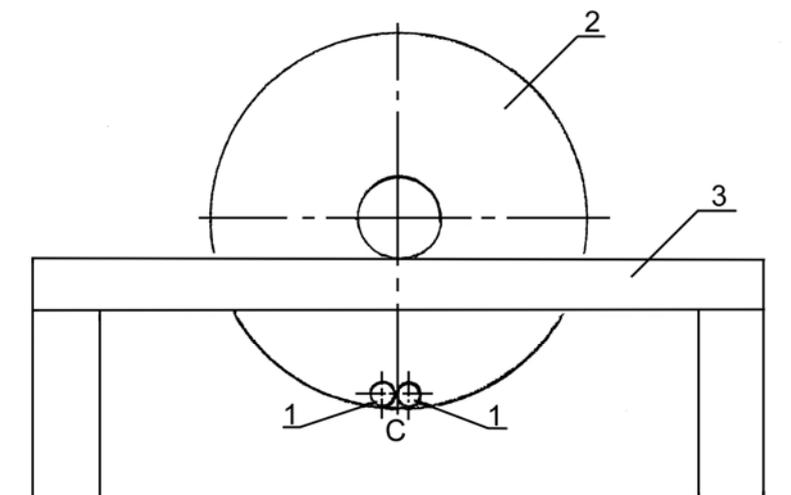


Рис. 4. Схема предварительного размещения корректирующих масс:
1 – корректирующие массы; 2 – щека рабочего колеса; 3 – призматические ножки

При проведении балансировочных работ раздвигают корректирующие массы на равные расстояния *E* по обе стороны от черты *C* и перекатывают колесо по призматическим ножам (рис. 5).

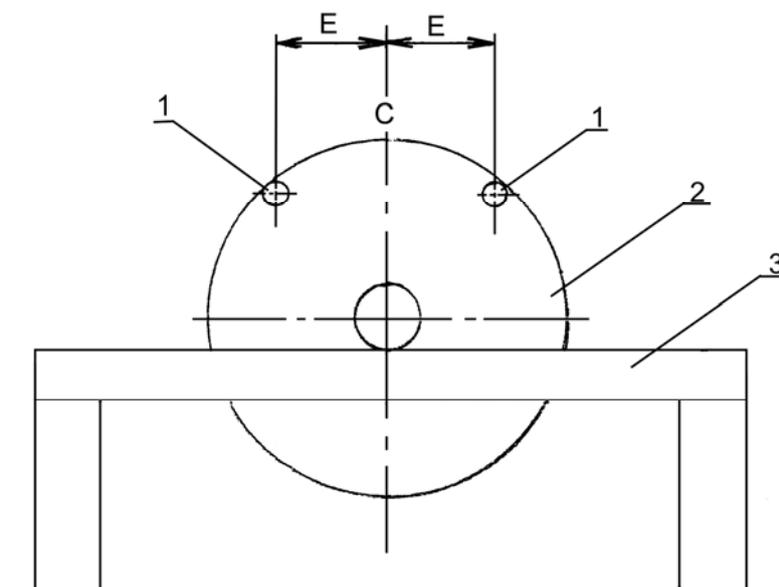


Рис. 5. Схема окончательного размещения корректирующих масс:
1 – корректирующие массы; 2 – щека рабочего колеса; 3 – призматические ножки

При определенном положении корректирующих масс происходит совмещение главной центральной оси инерции рабочего колеса с осью его вращения, и колесо начинает занимать безразличное положение равновесия после его остановки при перекачивании по призматическим ножкам. В этом случае балансировка считается законченной.

Заключение

Как показали результаты работ, при проведении балансировки рабочих колес данным методом достигается средняя квадратичная виброскорость 6,3 мм/с, что удовлетворяет нормам виброскорости, принятым при эксплуатации вентиляционных установок. Данный метод хорошо зарекомендовал себя при ремонте транспортных средств специального назначения в полевых условиях.

Список литературы

1. Малиновский, М.П. Итерационный метод расчета антиблокировочного цикла / М.П. Малиновский // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 5. – С. 33–35.

2. Малиновский, М.П. Экспериментальное исследование характеристик систем управления транспортных средств: учебное пособие / М.П. Малиновский. – М.: МАДИ, 2011. – 123 с.

3. Гладов, Г.И. Конструкции транспортных средств специального назначения: учебное пособие / Г.И. Гладов, С.В. Зайцев, С.В. Котович. – М.: МАДИ, 2014. – 164 с.

4. Павлов, В.В. Проектировочные расчеты транспортных средств специального назначения (ТССН): учебное пособие / В.В. Павлов. – М.: МАДИ, 2014. – 116 с.

5. Кувшинов, В.В. Экспериментальное определение характеристик гидравлических амортизаторов транспортных средств на специальных стендах / В.В. Кувшинов, В.В. Павлов // Вестник МАДИ. – 2016. – Вып. 3. – С. 55–62.

6. Афанасьев, Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов. В 3 т. Т. 1 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов [и др.]; под. ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 496 с.

7. Динерман, А.П. Статическая и динамическая балансировка роторов турбин / А.П. Динерман. – М.: Машгиз, 1946. – 100 с.

8. Левитин, М.Е. Балансировка деталей и узлов / М.Е. Левитин, В.П. Ройзман. – М.: Машиностроение, 1986. – 247 с.

9. Левитин, М.Е. Справочник по балансировке / М.Е. Левитин, Ю.А. Агафонов, Л.Д. Вайнгортин. – М.: Машиностроение, 1992. – 464 с.

References

1. Malinovskij M.P. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2011, no. 5, pp. 33–35.
2. Malinovskij M.P. *Jeksperimental'noe issledovanie harakteristik sistem upravlenija transportnyh sredstv (Experimental study of the characteristics of vehicle control systems)*, Moscow, MADI, 2011, 123 p.

3. Gladov G.I., Zajcev S.V., Kotovich S.V. *Konstrukcii transportnyh sredstv special'nogo naznachenija* (Construction of special vehicles), Moscow, MADI, 2014, 164 p.
4. Pavlov V.V. *Proektirovochnye raschety transportnyh sredstv special'nogo naznachenija* (Design calculations of special vehicles), Moscow, MADI, 2014, 116 p.
5. Kuvshinov V.V., Pavlov V.V. *Vestnik MADI*, 2016, no. 3, pp. 55–62.
6. Afanas'ev B.A., Belousov B.N., Gladov G.I. *Proektirovanie polnoprivodnyh kolesnyh mashin* (Design of all-wheel drive vehicles), Moscow, MGTU im. N.Je. Baumana, 2008, no. 3, 496 p.
7. Dinerman A.P. *Staticheskaja i dinamicheskaja balansirovka rotorov turbin* (Static and dynamic balancing of turbine rotors), Moscow, Mashgiz, 1946, 100 p.
8. Levitin M.E., Rojzman V.P. *Balansirovka detalej i uzlov* (Balancing of parts and assemblies), Moscow, Mashinostroenie, 1986, 247 p.
9. Levitin M.E., Agafonov Ju.A., Vajngortin L.D. *Spravochnik po balansirovke* (Reference book for balancing), Moscow, Mashinostroenie, 1992, 464 p.