

колес. Перспективным направлением является разработка тракторов с резиноармированными гусеницами с треугольным обводом.

Литература

1. Гедроить, Г. И. Агрэколагічныя свойствы трактароў «БЕЛАРУС» / Г. И. Гедроить, С. В. Занемонский, В. С. Леванюк // Актуальные проблемы и перспективы развития сельских территорий и кадрового обеспечения АПК : сборник научных статей II Международной научно-практической конференции, Минск, 9-10 июня 2022 г. - Минск : БГАТУ, 2022. - С. 99-103.
2. Гедроить, Г. И. Совершенствование конструкции устройств для сдваивания колес энергонасыщенных тракторов / Г. И. Гедроить, Т. А. Варфоломеева, С. В. Занемонский // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 2 (79). – С. 14–21.
3. Варфоломеева, Т. А. Поворачиваемость колесного трактора со сдвоенными задними колесами / Т. А. Варфоломеева, С. В. Занемонский, А. А. Блохин // Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве : сборник научных статей Международной научно-практической конференции, Минск, 23-24 ноября 2023 г. - Минск : БГАТУ, 2023. - С. 190-193.
4. Перспективы развития сельскохозяйственных гусеничных тракторов / Г. И. Гедроить [и др.] // Агропромышленный комплекс в условиях инновационного развития: наука, технологии, кадровое обеспечение : материалы I Международной научно-практической конференции, Минск, 6-7 июня 2024 г. - Минск : БГАТУ, 2024. - С. 160-164.

УДК 629.3.01

СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЗКИ НА ГЛУШИТЕЛЬ ТРАКТОРА «БЕЛАРУС 920»

Безручко А.Ф., к.т.н., доцент, **Михалков В.В.**, **Напорко Ю.А.**

Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск

Любая работающая машина порождает колебания. Сложные колебательные процессы, происходящие в машинах и оборудовании, генерируют вибрацию и шум. Вибрация понижает надежность и долговечность машин, ускоряет износ деталей. Колебания возникают в результате нерациональной конструкции машин, их изношенности или неисправности. Вредное действие вибраций на машины и механизмы выражается в понижении коэффициента полезного действия, преждевременном износе деталей, т.е. снижении долговечности его узлов и деталей [1].

Существуют различные методы снижения воздействия вибрации. В данной работе предложен метод, объединяющий несколько известных методик с использованием современных измерительных приборов. Предлагаемая методика повышает точность полученных результатов, снижает объем и сложность теоретических расчетов. Применима для исследований реальных изготовленных узлов и деталей машин.

Объектом исследования в данной работе выбран трактор «БЕЛАРУС 920». Это современная машина выпускаемая серийно.

Для измерений виброускорения применялся современный виброанализатор Октава 101-ВМ с трехосевым датчиком AP2038P (Класс 1 по МЭК 61260).

Возбуждение вибрации на глушителе производилось от работающего двигателя. Такой способ позволяет максимально учесть все сопутствующие факторы, влияющие на вибрацию объекта.

Контакт датчика с глушителем производился через виброшуп. Такой способ был выбран поскольку:

– позволяет исключить возможность повреждения датчика от воздействия высоких температур корпуса глушителя;

- не нарушает, очень важных при данных исследованиях, жесткостных характеристик глушителя;
- позволяет производить точные измерения по абсолютной величине в диапазоне до 800 Гц.

Визуальное наблюдение и замеры общих некорректированных уровней вибрации глушителя позволило установить, что наиболее вероятными режимами работы двигателя, при которых возникает резонанс, является работа двигателя при частоте вращения коленчатого вала 800 и 1400 мин⁻¹. Поэтому спектральный анализ вибрации проводился именно на этих оборотах. Полученные результаты показали, что максимальные амплитуды колебания глушителя в третьоктавах со среднегеометрическими частотами 25, 100, 125, 1000, 1250 Гц.

Колебания на указанных частотах могут быть обусловлены сильным воздействием возбуждающей силы (совпадает с оборотами двигателя) или резонансом самой детали. Для определения этого необходимы теоретические расчеты.

Каждая деталь имеет частоту собственных колебаний (ЧСК), обусловленную её геометрическими размерами, материалом, из которого она изготовлена и способом крепления. Зная вероятные ЧСК (определены экспериментально), действительную ЧСК исследуемой детали можно определить по длине волны на этих частотах [2].

Длина волны определяются из выражения

$$\lambda = V / (f \alpha_2), \quad (1)$$

где V – скорость звука в материале детали, м/с; f – частоты; α_2 – постоянный коэффициент, $\alpha_2 = 135$.

Для глушителя с выраженной в его спектре частотой в третьоктаве $f = 25$ Гц

$$\lambda = 5850 / (25 \cdot 135) = 1,73 \text{ м.}$$

Полученный размер, с учетом погрешностей по частоте и выбору α_2 , близок к размеру глушителя по высоте. Данная частота является наиболее вероятной причиной резонанса глушителя, особенно на низких оборотах двигателя, когда возбуждающие силы на этой частоте возрастают.

Для снижения негативного эффекта резонанса необходимо, чтобы размер глушителя составлял $3/4$ длины волны или следует расположить опоры на таком расстоянии.

Изменение размеров глушителя нежелательно, так как это повлияет на его акустические и гидродинамические характеристики. Наиболее доступный и низко затратный способ снижения вибрационной нагрузки на глушитель в данном случае – установить дополнительную опору на расстоянии $3/4 \cdot \lambda$, т.е. на расстоянии 0,65 м или 1,3 м от нижней точки крепления глушителя.

Расчет на частотах 100, 125, 1000, 1250 Гц в данной работе не производился, т.к. воздействие на этих частотах значительно меньше, чем на частоте 25 Гц.

На основании полученных результатов и их анализа следует, что причиной преждевременного разрушения глушителя и кронштейна его крепления являются резонанс глушителя на частоте 25 Гц. Наиболее простым и эффективным способом решения этой проблемы является установка дополнительных опор, расстояние между которыми должно быть 0,65, 1,3 м.

Литература

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле – М.: Наука, 1967–444 с.
2. Вибрации в технике. Справочник в 6 т. Ред. совет: В. Н. Челомей и др. М.: Машиностроение, 1981.