

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БОРТОВЫХ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ СИСТЕМ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ И КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ УРОВНЕЙ ВИБРАЦИИ В КАБИНЕ

Клепцов В.И.

Ростсельмаш, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Аннотация. В статье дан обзор источников вибрации работающих зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов, описаны применяемые в настоящее время способы оценки виброускорения на рабочем месте оператора. На случай нештатной ситуации превышения нормированного значения, скорректированного виброускорения предложен сценарий локализации источника повышенной вибрации. На конкретном производственном примере продемонстрированы этапы решения аналогичной задачи. Рассмотрена возможность ускоренного выявления дефектного агрегата, узла или детали за счёт частичного выполнения операций анализа бортовым вычислительным устройством.

Ключевые слова. Корректированное виброускорение, кинематическое возбуждение, пассивный виброизолятор, собственные колебания.

PROSPECTS FOR USING ON-BOARD INTELLIGENT SYSTEMS OF COMBINE HARVESTERS AND FORAGE HARVESTERS TO ASSESS VIBRATION LEVELS IN THE CABIN

Kleptsov V.I.

Rostselmash, Rostov-on-Don, Russian Federation

Abstract. The article provides an overview of the vibration sources of working combine and forage harvesters, the current algorithms for calculating corrected vibration at the operator's workplace are described. In case of an emergency situation when the normalized value of the corrected vibration acceleration is exceeded, a scenario of localization of the source of increased vibration is proposed. A specific production example demonstrates the stages of solving this problem. The possibility of accelerated detection of a defective unit, node, or part by partially performing analysis operations with an on-Board computing device is considered.

Keywords. Frequency-corrected vibration, kinematic excitation, passive vibration isolator, natural vibrations.

Современные зерноуборочные (ЗУК) или кормоуборочные (КУК) комбайны представляет собой сложные механические системы с большим количеством подвижных агрегатов функциональных систем, различными типами приводов, безрессорной подвеской колёс. Обилие возмущений от неуравновешенных вращающихся масс (барабаны, шкивы, валы), от воздействий дорожного фона в сочетании с вынужденными колебаниями упругой несущей системы, приводят к насыщенному частотному спектру в диапазоне, ориентировочно, от 0,5 Гц до 100 Гц, в котором нормируется общая вибрация. Охрана здоровья человека-оператора является объектом повышенного внимания как надзорных органов, так и компании-разработчика сельскохозяйственной техники. На изделиях, выпускаемых группой компаний «Ростсельмаш», контроль фактических значений виброускорения на рулевом колесе, кресле, полу кабины производится при выполнении приёмосдаточных испытаний и такой проверке подвергаются все вновь изготовленные машины. В случае обнаружения превышений измеренных значений виброускорений над допустимыми необходимо выявить и устранить причину данного превышения. Иными словами, должна быть решена «обратная» задача поиска слабого элемента в цепочке «источник – путь распространения – кабина», который по каким-то причинам перестал соответствовать расчётным характеристикам. Причины могут разные, в том числе эксплуатационные повреждения частей ЗУК или КУК. В таких случаях повышение общей или локальной вибрации произойдёт на машине, находящейся у клиента, и может быть обнаружено только при периодических проверках условий работы операторов.

Практика ранней оценки вибрационных условий на рабочем месте на этапе проектирования какой-либо машины с применением моделирования динамических свойств составных частей машины не является новой. Известны примеры моделирования виброзащиты кабин гусеничных [1] и колёсных [2]

тракторов, картофелеуборочных комбайнов [3], [4], транспортно-технологических самоходных машин [5]. На реальных изделиях в условиях эксплуатации производится запись и анализ данных по колебаниям существующих кабин ЗУК [6], [7]. Вышеуказанные работы посвящены решению «прямой» задачи получения прогнозируемых значений виброускорений с возможностью оптимизации проектных переменных, таких как осевые, радиальные и торсионные жёсткости виброопор, демпфирующие характеристики кресла, и так далее. В рассматриваемом случае интерес представляет ситуация, когда превышение допусков виброускорений является уже состоявшимся фактом. Добавление в модель навески кабины всех возможных источников вибрации машины с последующей поочередной имитацией повышенного разбаланса или предельных жесткостей для получения схожего отклика в модели и при измерениях – трудоёмкий процесс. Для быстрой (а в идеале и автономной) локализации источника повышенной вибрации актуален иной сценарий, основанный на понимании специфики возмущающих воздействий, кинематике приводов, формах и частотах упругих колебаний силового каркаса комбайнов. При наличии на каждом экземпляре ЗУК и КУК бортовых интеллектуальных систем (БИС), располагающих информацией о режиме работы двигателя, влажности и урожайности, скорости движения комбайна, появляется возможность частично формализовать действия по анализу вибрации и передать их выполнение контроллеру. Целью данной работы является разработка рекомендаций по поиску и устранению причин превышения допустимых уровней вибрации на рабочем месте оператора ЗУК и КУК с применением БИС. В качестве задач исследования могут быть названы: классификация источников вибрации, формирование математических признаков дефектов, описание взаимодействия БИС и технического персонала.

Как уже было отмечено ранее, ведущие и управляемые колёса ЗУК и КУК имеют безрессорную подвеску, поэтому частоты и формы колебаний комбайна на колёсах определяются только жёсткостью шин и массой, моментами инерции машины в сборе. Измерения параметров прочности на опытных экземплярах свидетельствуют о том, что для всего семейства ЗУК и КУК производства группы компаний «Ростсельмаш» частотный диапазон колебаний на шинах при различных адаптерах, объёмах зерна в бункере, находится в пределах от 0,5 Гц до 2,0 Гц. Основные формы колебаний – «вдоль вертикальной оси», «вокруг продольной оси» и «вокруг поперечной оси», а также, их сочетания. Вальцы питающего аппарата КУК могут вращаться с угловой скоростью, соответствующей частоте воздействия разбалансированной массы 1,0 Гц.

Следующий, в порядке возрастания частот, диапазон вмещает компоненты от нескольких видов колебаний. Возвратно-поступательные движения, необходимые для технологических процессов очистки и сепарации ЗУК, совершают стрясные доски, решётные станы, клавиши соломотряса. Частота колебаний, ориентировочно, от 2,0 Гц до 6,0 Гц. Сюда же входят частоты низших форм колебаний кабины как твёрдого тела на виброопорах. В этом диапазоне начинается ряд собственных колебаний силового каркаса и вспомогательных элементов конструкции несущей системы. Источниками вибрационного воздействия в данной полосе частот также могут быть центробежные силы разбалансированных масс валов, барабанов, битеров.

Условный частотный диапазон от 6 Гц до 30 Гц примечателен тем, что вмещает в себя все оставшиеся формы колебаний кабины как твёрдого тела на виброопорах, большинство форм колебаний двигателя как твёрдого тела на виброопорах, значительную часть собственных форм колебаний несущей системы. В данном частотном диапазоне начинается ряд собственных колебаний силового каркаса кабины. Основная доля возмущений от вращающихся разбалансированных масс приходится на частоты в этих пределах.

Выше 30 Гц могут быть воздействия от неуравновешенных роторов, частоты собственных колебаний элементов опорной конструкции кабины, импульсные воздействия тактов рабочего хода двигателя внутреннего сгорания.

При проведении работ по программе приёмо-сдаточных испытаний, как правило, используется компактный виброметр-анализатор спектра, например, «Экофизика - 111В». В такого рода приборах обработка показаний производится прямо в процессе измерений. Датчики устанавливаются на рулевом колесе, сиденье, полу кабины у ног оператора и соединяются с прибором проводами (рис. 1). Рядом с оператором машины должен находиться специалист по измерениям. Поэтому первым естественным запросом на инновационное развитие БИС в части контроля вибрации является рассмотрение возможности встраивания датчиков в точки измерения так, чтобы они не мешали управлению машиной.

На установленном режиме работы двигателя при включенных приводах рабочих органов виброметр-анализатор осуществляет сбор показаний датчиков ускорений по трём взаимно перпендикулярным осям. Затем прибор выполняет первичную и вторичную обработку показаний в соответствии с требованиями нормативно-технической документации. В числе операций – преобразование электрического выходного сигнала в физический, частотная коррекция, расчёт полного скорректированного среднеквадратического значения виброускорения. Формулы приведены в соответствующих ГОСТах, программирование встраиваемых вычислительных систем методической

сложности не представляет и это второй запрос, а именно, программирование БИС под возможности виброметра-анализатора. Встраиваемые датчики и собственная бортовая программа позволят превратить контроль вибрации из периодического в постоянный, значительно упростить и удешевить оценку эквивалентного скорректированного виброускорения [8] за рабочую смену:

$$a_{w,8h} = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^n (a_{w,T_i})^2 \cdot T_i}{T_0}},$$

где $a_{w,8h}$ - эквивалентное скорректированное ускорение за рабочую смену 8 часов, m/c^2 ;

T_0 - нормативная продолжительность рабочей смены, ч;

T_i - продолжительность i -го интервала воздействия вибрации, ч;

a_{w,T_i} - эквивалентное (среднеквадратичное) значение скорректированного виброускорения, измеренное на i -м интервале воздействия вибрации, m/c^2 .



Рисунок 1 - Расположение датчиков вибрации в кабине

Если зафиксировано несоответствие требованиям нормативно-технической документации по локальной или общей вибрации, должен быть запущен модуль диагностики – третья из возможных дополнительных функций бортовой интеллектуальной системы. Анализ состоит в определении частотного состава и амплитуд колебаний, формирующих основной вклад в дисперсию временной реализации ускорений. Пример амплитудного спектра локальной вибрации по одной из осей измерений на руле КУК показан на рисунке 2.

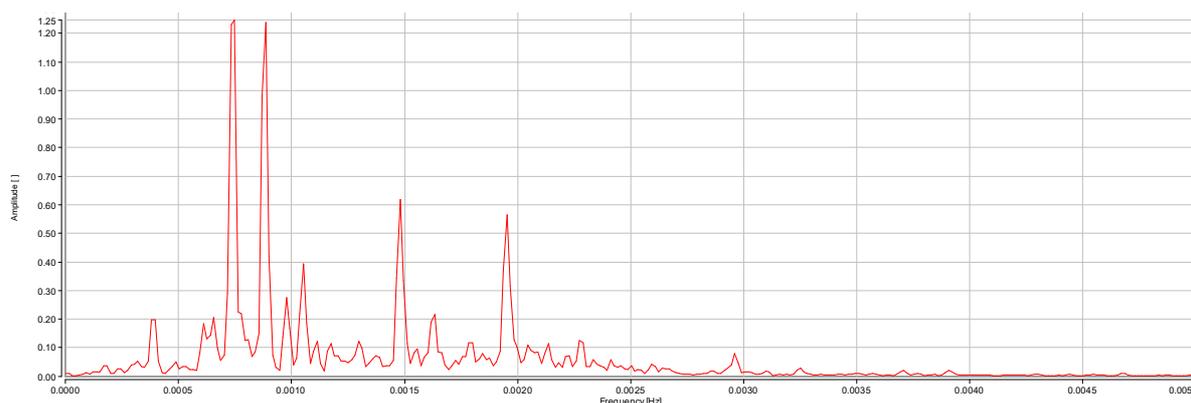


Рисунок 2 - Амплитудный спектр локальной вибрации на руле

Видны две преобладающие компоненты на частотах 38 Гц и 45 Гц. Далее в «ручном» варианте решения задачи был проведен поиск возможных источников вибрации на этих частотах среди (по убыванию вероятности возникновения):

- вращающихся неуравновешенных масс рабочих органов;
- вынужденных колебаний подрессоренных масс (двигателя, кабины) на частотах, близких к собственным;
- упругих колебаний элементов конструкции кабины.

По вращающимся массам нужно выполнить сопоставление искомым частот и частот воздействия на конструкцию на рабочих оборотах с помощью принципиальной кинематической схемы. Проверка выдвинутой гипотезы о принадлежности откликов в местах измерений к предполагаемым источникам

состоит в анализе амплитуд виброускорений на различных частотах вращения коленчатого вала двигателя. Если гипотеза верна, частота исследуемой компоненты виброускорения будет смещаться вслед за оборотами, а амплитуда, хотя и по более сложному закону, но также будет уменьшаться при снижении оборотов и возрастать при увеличении частоты вращения. Самый действенный способ проверки – отключение привода проверяемого ротора. Оно может быть штатным, то есть органами управления из кабины или нештатным, путём демонтажа ремня или цепи. Такая логика может быть запрограммирована и реализована в диалоговом режиме с обслуживающим техническим персоналом. Дополнительные натурные тесты для проверки версии происхождения повышенных виброускорений от вращающихся разбалансированных масс включают в себя записи показаний датчиков на различных оборотах двигателя с поочередным отключением приводов роторов. В рассматриваемом примере подобные действия определили принадлежность компоненты с частотой 38 Гц к воздействию разбалансированной массы ротора ускорителя. Ротор был добалансирован, уровень вибрации на руле снижен.

Вынужденные колебания подрессоренных масс кабины и двигателя также могут быть причиной повышенной вибрации на рабочем месте оператора. В практике группы компаний «Ростсельмаш» используется динамическое гашение колебаний пассивными элементами, как правило, резинометаллическими виброопорами. Природа явления состоит в разбросе твёрдости резины в пределах допусков. Так, по информации одного из поставщиков сайлент-блоков для группы компаний «Ростсельмаш», вариации твёрдости ± 5 единиц по шкале Шора соответствовали вариации жёсткости изделия $\pm 25\%$. На той машине, где был получен амплитудный спектр, показанный на рисунке 2, спектральным и корреляционным анализом ускорений на кронштейнах крепления двигателя установлено, что на частоте 45 Гц при работе происходят вынужденные колебания двигателя на опорах. Кроме фазовых соотношений между одноименными компонентами ускорений для данной частоты отмечено отсутствие связи с оборотами двигателя, обратно пропорциональная связь с отбираемой от двигателя мощностью. Установлено, что такую же частоту имеет одна из форм упругих колебаний конструкции пола кабины, на которой закреплена рулевая колонка. Корректирующие действия выразились в замене передних виброопор кабины на менее жёсткие, в пределах требуемой статической несущей способности. Формализация действий при поиске частот колебаний подрессоренных масс (если не найден источник повышенной вибрации среди вращающихся масс) подразумевает перестановку датчиков на каркас кабины либо на двигатель вблизи опор. Отсюда вытекает требование о возможности расстыковки датчиков на руле, полу, сиденье и использовании технологического комплекта соединительных кабелей, альтернативно – о беспроводном соединении датчиков и контроллера. Необходимость диалогового режима взаимодействия БИС и обслуживающего технического персонала была определена ранее, в случае работы с подрессоренными массами она подтверждается.

Собственные частоты и формы колебаний упругой конструкции кабины можно принять постоянными для кабины одного типа. Они доступны в результатах соответствующего конечно-элементного анализа. Перед тем, как внести их в память контроллера, следует валидировать полученные расчётом значения на натурной конструкции. Оптимальной (по соотношению «цена – функциональность») проверкой сходимости расчётных и натурных параметров колебаний следует признать модальный анализ на основе измерений амплитудно-частотных характеристик [9]. Быстрой и дешёвой альтернативой является ударное воздействие по рулевой колонке в разных направлениях и анализ свободных колебаний, однако, такой способ применим только записей ускорений одной формы колебаний, без наложений других форм (рис. 3). Если переходный процесс такой, как показан на рисунке 3, то по временной реализации можно вычислить частоту колебаний.

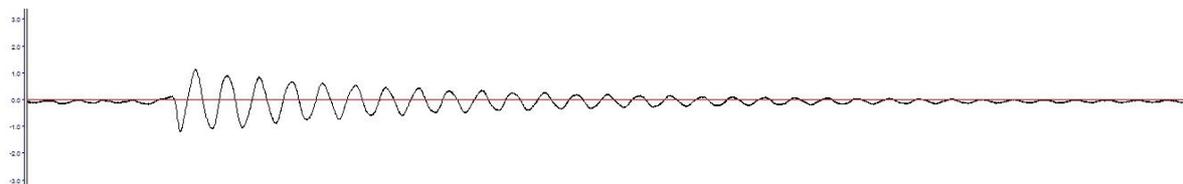


Рисунок 3 - Свободные колебания по единственной форме

Суммируя всё вышесказанное, следует отметить преимущества и недостатки наделяния БИС функцией контроля вибрации в кабине. Преимущества следующие:

- контроль носит постоянный характер, не требует присутствия в кабине специального представителя с виброметром;
- стопроцентный охват всех эксплуатирующихся экземпляров;

- дополнительные возможности вибрационной диагностики состояния агрегатов, узлов и деталей.

Недостатки подразумевают увеличение стоимости комбайнов из-за затрат, включающих:

- разработку алгоритмов, программирование БИС;
- тестирование и отладку алгоритмов в реальных условиях эксплуатации;
- включение датчиков и кабелей в перечень комплектующих изделий.

Учитывая уже имеющееся и всё более нарастающее присутствие на каждом комбайне электронных опций, можно считать изложенные предложения достижимыми.

Список использованных источников

1. Пронина Ю. О. Совершенствование системы виброзащиты оператора промышленного трактора при проектировании на основе моделирования процесса низкочастотного воздействия со стороны гусеничного движителя: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Челябинск, 2017. – 139 с.

2. Д.А. Линник // Промышленность региона: проблемы и перспективы инновационного развития: материалы II республиканской научно-технической конференции, Гродно, 17 - 18 мая 2012 г./Учреждение образования "Гродненский гос. ун-т им. Я.Купалы"; ред. кол.: и др., В.А. Струк.- Гродно: ГрГУ, 2012 .- С.130-132.

3. Шакулин О. П. Система виброзащиты человека-оператора при широкополосном спектре возмущений на остовах транспортного средства: дисс. ... канд. техн. наук: 01.02.06. – Орёл, 2007. – 132 с.

4. Иванкина О. П. Способ и техническое средство защиты обслуживающего персонала от вибрации на картофелеуборочном комбайне: авт. дисс. ... канд. техн. наук: 05.20.01. –Рязань, 2000. – 21 с.

5. Лебединский И.Ю., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Сысоев М.И. Принципы создания систем поддресоривания кабин транспортно-технологических самоходных машин // Современные наукоемкие технологии. – 2019. – № 2. – С. 105-109

6. Сиротин П.В., Лебединский И.Ю. Анализ виброакустической нагруженности рабочего места операторов зерноуборочных комбайнов // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2018. № 1 (53). С. 113–121.

7. Sirotin P. V., Lebedinsky I. Yu., Sysoev M. I. Combine harvester threshers operator workplace vibration load study and substantiation their secondary cushioning systems design principles // XV International Scientific-Technical Conference "Dynamic of Technical Systems" (DTS-2019) <https://doi.org/10.1063/1.5138457>

8. Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. СанПиН 2.2.4.3359-16 <http://publication.pravo.gov.ru/Document/View/0001201608090016>

9. Peeters B., Lowet G., Auweraer H.V.D., Leuridan J. A new procedure for modal parameter estimation // Sound and Vibration. – 2004. – № 38 – p. 24-29.