

УДК 631.354.2

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ НАВЕСНЫХ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В КОНСТРУКЦИЯХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

А. В. ВОРОНИН, А. С. ШАНТЫКО

*Научно-технический центр комбайностроения
ОАО «Гомсельмаш», Республика Беларусь*

В. Б. ПОПОВ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Ключевые слова: собственная частота, гармоника, навесное оборудование, отстройка.

Введение

В конструкции сельскохозяйственных машин в различных ее узлах и системах присутствует большое количество элементов, отвечающих за работоспособность узла, обеспечивающих вспомогательные функции, но не выполняющих основные функции машины. Это такие элементы, как зеркала заднего вида, освещение, трап, глушитель двигателя и др. Эти элементы машины объединяет то, что они, как правило, имеют небольшие габариты и вес, поэтому устанавливаются на кронштейны или другие крепежные элементы, к которым не предъявляются требования повышенной прочности. По этой причине эти крепежные элементы также обладают и невысокой жесткостью.

Прочность конструкции вспомогательных элементов, как правило, обеспечивается с большим запасом. Но в силу того, что все эти элементы представляют собой сосредоточенные массы, закрепленные на условно неподвижной раме на податливых элементах крепления, они превращаются в колебательные системы, легко входящие в резонанс при наличии в непосредственной близости возбуждающего источника вынужденных колебаний.

Работоспособность конструкций вспомогательных элементов связана с гарантированной отстройкой собственных частот от частоты внешних воздействий, а не с обеспечением прочности крепежных элементов.

Одной из таких конструкций, требующих неоднозначного подхода к обеспечению работоспособности, является глушитель моторной установки самоходного зерноуборочного комбайна КЗС-812 производства ОАО «Гомсельмаш». Определение собственных частот данной конструкции является необходимым по причине того, что она размещается в непосредственной близости от источников динамического нагружения во время работы машины. Источниками динамического нагружения, оказывающими влияние на рассматриваемую конструкцию, являются основная гармоника опрокидывающего момента двигателя внутреннего сгорания и коленчатый вал двигателя. Требуемым условием работоспособности конструкции при вибрациях является несов-

падение собственных частот с рабочим диапазоном действующих внешних нагрузок. Если же данное условие не выполняется, то предпринимаются меры по выведению собственных частот из рабочего диапазона конструкции. Это достигается путем изменения жесткости конструкции или ее массово-инерционных характеристик.

Целью данной работы является снижение динамической нагруженности конструкции глушителя моторной установки путем изменения жесткости крепления на раме для гарантированной отстройки от резонанса.

Анализ частотных свойств рассматриваемой конструкции

Общий вид конструкции глушителя показан на рис. 1.

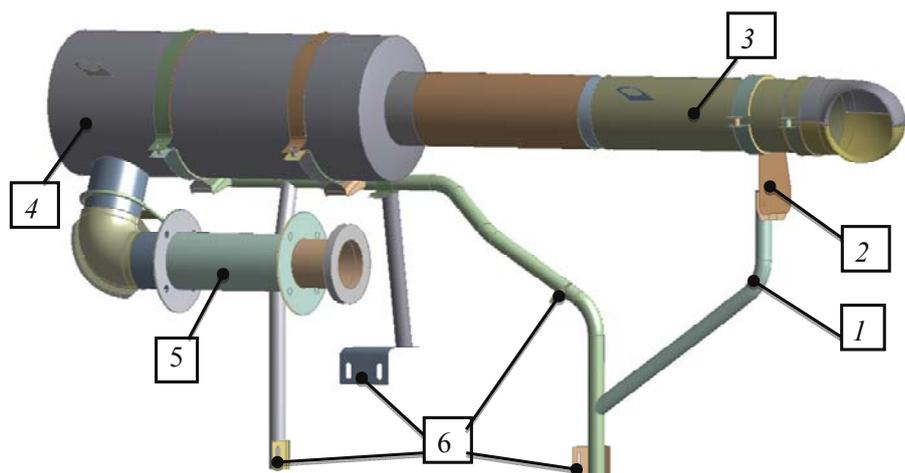


Рис. 1. Общий вид конструкции глушителя.

1 – рама крепления; 2 – кронштейн крепления; 3 – эжекторное устройство; 4 – глушитель; 5 – соединительный патрубок; 6 – места крепления к раме

Как видно из схемы, глушитель закреплен на каркасе из труб, которые, в свою очередь закреплены на условно неподвижной раме. Прочность конструкции необходимо обеспечить, исходя из собственного веса и веса глушителя с учетом коэффициента динамики в вертикальной плоскости.

Так как глушитель находится в непосредственной близости от двигателя внутреннего сгорания, принимаем его за один из основных возбудителей резонансных явлений, непосредственно воздействующий на рассматриваемую конструкцию.

Двигатель внутреннего сгорания имеет два основных возмущающих фактора, определяющих его вибрацию: неуравновешенность коленчатого вала и опрокидывающий момент, возникающий под действием газовых сил в цилиндрах.

Обороты двигателя в сельскохозяйственной уборочной технике из-за необходимости поддержания равномерности техпроцесса поддерживаются на одном уровне и имеют очень малый диапазон рабочих частот вращения коленчатого вала, поэтому для конкретной техники с двигателем ЯМЗ-238НЕ2-48 рабочие обороты двигателя будут равны $n_{\text{дв}} = 2100$ об/мин.

Частота основной гармоник опрокидывающего момента для 4-тактного V-образного 8-цилиндрового двигателя ЯМЗ-238НЕ2-48 с неравномерным чередованием рабочих ходов может быть определена по формуле (1) [3]:

$$F_{\text{в}} = \frac{0,5 \cdot n_i}{60 \cdot \tau}, \quad (1)$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; i – количество цилиндров двигателя: $\tau = 2$ – для четырехтактного двигателя:

$$F_{\text{в}} = \frac{0,5 \cdot 2100 \cdot 8}{60 \cdot 2} = 70 \text{ Гц.} \quad (2)$$

На рис. 2 изображены поля эквивалентных напряжений в конструкции от действия веса с учетом динамического догружения. Как видно из рисунка, максимальные эквивалентные напряжения не превышают $\sigma_{\text{max}} = 30 \text{ МПа}$ с запасом прочности для ст3пс более $n = 8$.

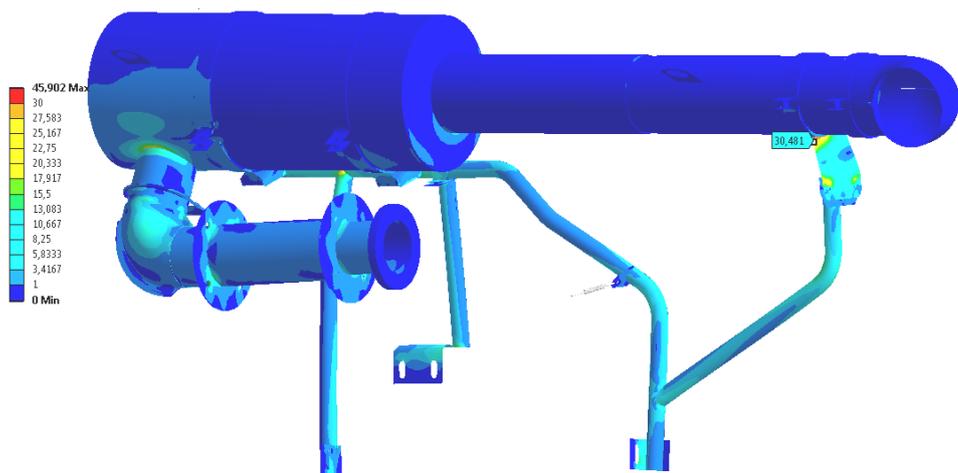


Рис. 2. Поля эквивалентных напряжений в конструкции

Процент «отстройки» от резонансной частоты P и динамический коэффициент усиления внешнего воздействия при приближении к зоне резонанса k_d можно рассчитать по формулам (3) и (4), приведенным в специальной технической литературе [1], [2]:

$$P = \left(1 - \frac{\varphi}{\omega}\right) 100 \%; \quad (3)$$

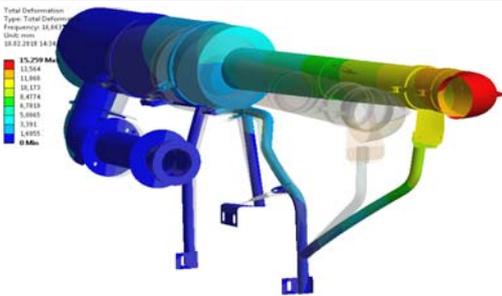
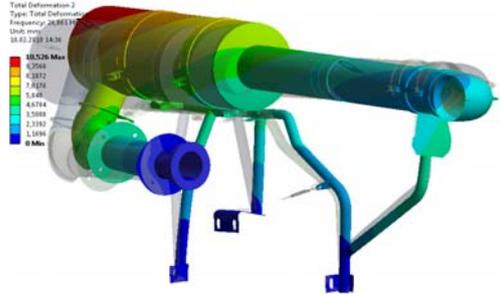
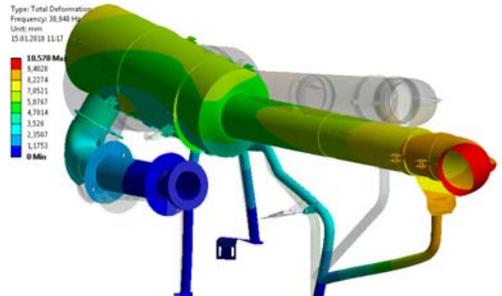
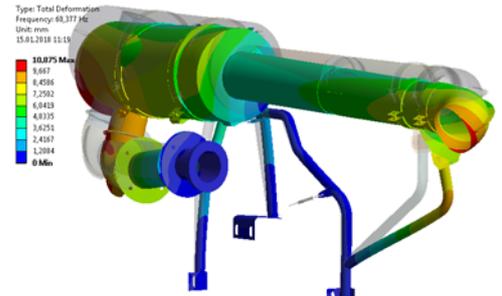
$$k_d = \frac{1}{1 - \frac{\varphi^2}{\omega^2}}, \quad (4)$$

где φ – частота возбуждающей силы (вынужденные колебания), Гц; ω – собственная частота, Гц.

Величина отстройки и динамический коэффициент для форм собственных колебаний исходной конструкции представлены в табл. 1.

Таблица 1

Формы собственных колебаний и результаты расчета исходной конструкции установки глушителя

Собственные формы колебаний	Вынужденная частота колебаний, Гц	Отстройка, %	Динамический коэффициент
 <p>Первая форма собственных колебаний, 16,66 Гц</p>	От коленчатого вала		
	35	110	0,29
	Основная гармоника опрокидывающего момента двигателя		
 <p>Вторая форма собственных колебаний, 26,86 Гц</p>	От коленчатого вала		
	35	30	1,4
	Основная гармоника опрокидывающего момента двигателя		
 <p>Третья форма собственных колебаний, 30,95 Гц</p>	От коленчатого вала		
	35	13	3,5
	Основная гармоника опрокидывающего момента двигателя		
 <p>Четвертая форма собственных колебаний, 60,38 Гц</p>	От коленчатого вала		
	35	42	1,5
	Основная гармоника опрокидывающего момента двигателя		
	70	15,9	2,9

Как видно из табл. 2, опасными с точки зрения возможного возникновения резонанса являются 3-я и 4-я формы собственных колебаний, так как отстройка от частот возмущающих сил для них составляет менее рекомендуемой отстройки в 20 % [1].

Из-за недостаточной отстройки частот собственных форм колебаний от частот возмущающих сил можно сделать вывод, что исследуемая конструкция не удовлетворяет условию виброустойчивости.

Анализируя все вышеизложенное, можно прийти к заключению, что имея значительный запас прочности (более 8), конструкция может оказаться неработоспособна по причине возникновения резонанса из-за приближения собственных частот к частотам возбуждающих сил.

Для обеспечения требуемой отстройки от возможного возникновения резонанса необходимо изменить величину собственной частоты той формы колебаний, которая приближалась к частоте возмущающей силы. Собственная частота зависит от жесткости системы и ее массы. При условно неизменной массе (конструкцию глушителя менять нежелательно) для изменения частоты необходимо изменить жесткость его крепления на раме. При увеличении жесткости частота повышается, при уменьшении жесткости частота снижается. В данном случае частоты 3-й и 4-й форм собственных колебаний приближаются снизу к частотам возмущающих сил. Поэтому в этом конкретном случае необходимо уменьшать жесткость подвески. Для этого уменьшим толщину кронштейна 2 с 3-х до 2-х мм.

На рис. 3 изображены поля эквивалентных напряжений в измененной конструкции от действия сил тяжести с динамическим догружением. Как следует из рисунка, максимальные эквивалентные напряжения не превышают $\sigma_{\max} = 50$ МПа с запасом прочности для ст3пс $n = 5$, что ниже запаса в исходной конструкции, но является достаточным.

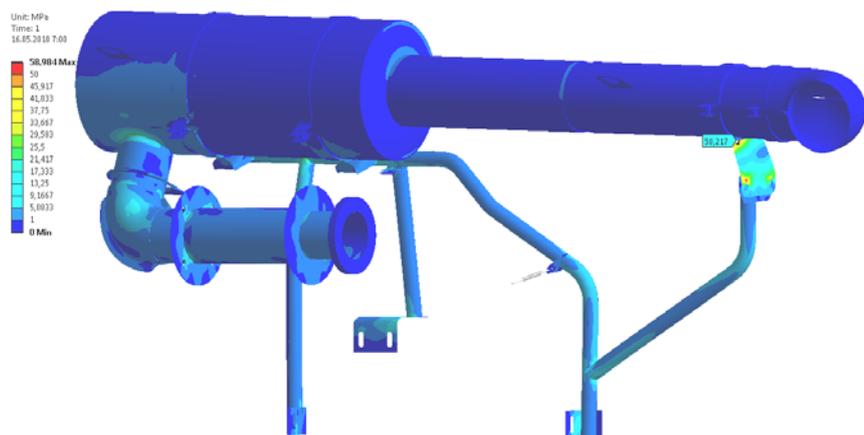
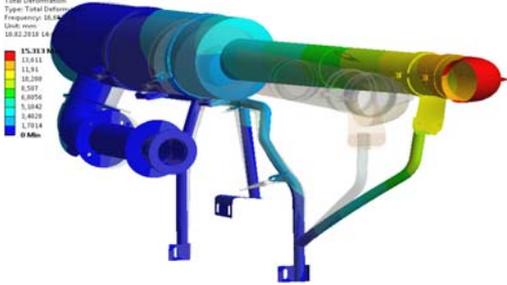
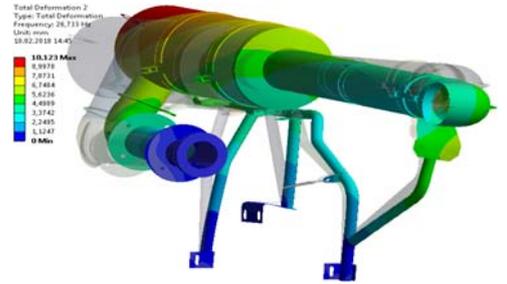
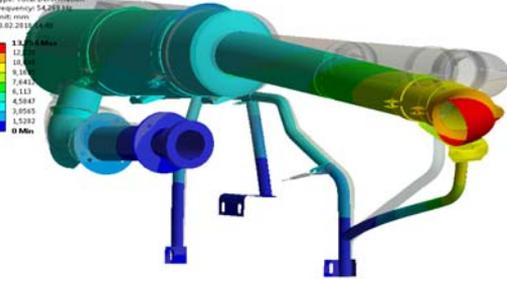


Рис. 3. Поля эквивалентных напряжений в измененной конструкции

Величина отстройки и динамический коэффициент для форм собственных колебаний измененной конструкции представлены в табл. 2.

Таблица 2

Формы собственных колебаний и результаты расчета измененной конструкции установки глушителя

Собственные формы колебаний	Вынужденная частота колебаний, Гц	Отстройка, %	Динамический коэффициент
 <p data-bbox="331 768 679 831">Первая форма собственных колебаний, 16,6 Гц</p>	От коленчатого вала		
	35	110	0,29
	Основная гармоника опрокидывающего момента двигателя		
 <p data-bbox="331 1149 679 1211">Вторая форма собственных колебаний, 26,73 Гц</p>	От коленчатого вала		
	35	30	1,4
	Основная гармоника опрокидывающего момента двигателя		
 <p data-bbox="331 1503 679 1565">Третья форма собственных колебаний, 28,7 Гц</p>	От коленчатого вала		
	35	21	2
	Основная гармоника опрокидывающего момента двигателя		
 <p data-bbox="331 1888 679 1951">Четвертая форма собственных колебаний, 54,26 Гц</p>	От коленчатого вала		
	35	35	1,7
	Основная гармоника опрокидывающего момента двигателя		
	70	29	1,5

Как видно из табл. 2, в измененной конструкции частота 3-й формы уменьшилась; измененная конструкция удовлетворяет условиям виброустойчивости, так как минимальная отстройка составляет 21 %.

Исходя из всего вышеизложенного, можно сделать вывод, что несмотря на то, что запас прочности в измененной конструкции несколько уменьшился, работоспособность конструкции была обеспечена за счет снижения частоты 3-й формы колебаний и ухода на рекомендованную величину от возможного резонанса.

Заключение

В данной статье проиллюстрирован способ обеспечения работоспособности систем установки дополнительных элементов сельскохозяйственных машин, представляющих собой сосредоточенные массы, подвешенные на условно неподвижной раме на упругой подвеске, в которых определяющим, как правило, является не условие прочности, а условие необходимой отстройки от возможного резонанса.

После проведения инженерного анализа было найдено оптимальное решение по обеспечению требуемой отстройки от резонанса путем изменения жесткости крепления.

Данный подход внедрен и эффективно применяется в Научно-техническом центре комбайностроения ОАО «Гомсельмаш» при проектировании конструкций глушителей моторных установок самоходных уборочных сельскохозяйственных машин ОАО «Гомсельмаш».

Литература

1. Гулина, Н. В. Детали машин / Н. В. Гулина, В. Г. Клоков, С. А. Юрков. – М. : Лань, 2010. – 416 с.
2. Горшков, А. Г. Сопротивление материалов / А. Г. Горшков, В. Н. Трошин, В. И. Шалашин. – М. : Физматлит, 2005. – 544 с.
3. Авдеев, К. А. Динамика двигателей внутреннего сгорания / К. А. Авдеев, М. В. Милованов, Р. Н. Хмелев. – М. : Тул. гос. ун-т, 2010. – 103 с.
4. Басов, К. А. ANSYS: справочник пользователя / К. А. Басов. – М. : ДМК-Пресс, 2005. – 640 с.
5. Иванов, Н. И. Основы виброакустики / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. – М. : Политехника, 2000. – 482 с.

Получено 29.05.2018 г.