

- ственного университета. Технические науки. – 2013. - № 7-1.
5. Свиридов, Д.Ю. Расчет риска столкновения башенного крана / Д.Ю. Свиридов, А.В. Вершинский, А.Н. Шубин // Механизация строительства. – 2014. - № 5. – С. 30-33.
 6. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. - Брянск: БГТУ, 2006.- 232 с.
 7. Лагерев, А.В. Прогнозирование кинетики показателей надежности гидроприводов подъемно-транспортной техники на основе имитационного моделирования потока отказов элементов / А.В. Лагерев, В.И. Аверченков, Е.А. Лагерева // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2012. - № 2. - С. 8-16.
 8. Лагерев, А.В. Вероятностная оценка надежности гидропривода кранов-манипуляторов путем имитационного моделирования потока отказов элементов / А.В. Лагерев, Е.А. Лагерева, И.А. Лагерев // Приводы и компоненты машин. - 2012. - № 2-3. - С. 2-5.
 9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012616747. Программный комплекс «Кинетика надежности гидропривода» / А.В.Лагерев, Е.А.Лагерева. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 27.07.12.
 10. Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.

Метод повышения достоверности стендовых испытаний трансмиссий

д.т.н. проф. Ляшенко М.В., д.т.н. проф. Шеховцов В.В., к.т.н. доц. Соколов-Добрев Н.С.
ФГБОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет»
8(8442) 24-81-16, shehovtsov@vstu.ru

Аннотация. В статье рассмотрен метод приближения к эксплуатационным условиям нагружения трансмиссии трактора на испытательном стенде при воспроизведении динамических нагрузочных режимов.

Ключевые слова: *стендовые испытания трансмиссий, крутильные колебания, спектр собственных частот, достоверность испытаний*

1. Введение

Показатели работоспособности и долговечности трансмиссий тракторов определяются как в результате полевых испытаний, так и испытаний на стендах. Чтобы результаты испытаний были достоверными, их режимы должны соответствовать режимам эксплуатационной нагруженности трансмиссий [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7]. Однако в общем случае состав трансмиссий трактора и стенда, а также упруго-инерционные параметры их элементов существенно различны [1, 2, 8, 9, 12, 13]. Так, в состав стендов обычно не включают ходовую систему, подвеску и ряд других узлов; стенды также обычно имеют электрический привод. В эксплуатации на динамическую нагруженность трансмиссии трактора оказывает влияние совместная работа каждого из ее узлов, имеющего прямое или косвенное влияние на прохождение через нее силового потока [3, 4, 5, 7]. При стендовых же испытаниях на эту нагруженность оказывает влияние совместная работа испытуемой трансмиссии с узлами стенда, имеющими иные упруго-инерционные характеристики [1, 3, 8, 9, 14]. Вследствие этого результаты испытаний в ряде случаев оказываются не отвечающими результатам эксплуатации [1, 2, 8, 9, 13].

На динамическую нагруженность трансмиссии существенное влияние оказывают крутильные колебания в валопроводе, приводящие в эксплуатации к постоянному нарушению законов движения деталей [2, 3, 4, 7], а при испытаниях – к искажению режима испытаний. Характер крутильных колебаний [1, 2, 8, 13] в трансмиссиях трактора и стенда обычно бывает значительно разным.

Амплитуды крутильных колебаний масс трансмиссии вдали от резонанса обычно незначительны и не оказывают заметного влияния на нагруженность деталей [1, 2, 14]. Наибольшая нагруженность имеет место на резонансных и околорезонансных режимах, на которых накапливается основная часть усталостных повреждений деталей [9, 14]. Следова-

тельно, для сближения условий работы трансмиссий на тракторе и на стенде необходимо, чтобы частоты собственных колебаний их масс совпадали или были близки, то есть чтобы собственные частотные спектры трансмиссий стендов включали в себя основные частоты из спектров трансмиссий тракторов [1, 2, 8, 9, 13].

2. Метод формирования частотных характеристик трансмиссии стенда

Предложенный метод формирования частотных характеристик трансмиссии стенда, позволяющий сближать собственные частотные свойства трансмиссий испытательного стенда и трактора, предусматривает [1, 2, 8, 9, 11]:

1. Определение возможностей получения собственных частот трансмиссии трактора в спектре собственных частот стенда за счет изменения упруго-инерционных параметров его элементов и их сочетаний.
2. Исследование влияния параметров каждого из элементов трансмиссии стенда на изменение собственных частот.
3. Выбор элементов трансмиссии стенда, изменение упруго-инерционных параметров которых конструктивно наименее сложно.
4. Выполнение расчетных исследований и определение на их основе значений упруго-инерционных параметров изменяемых элементов стенда, при которых возможно получение в его спектре заданных собственных частот трансмиссии трактора.

В соответствии с методикой выполнено сближение собственных частотных свойств гидромеханических трансмиссий тракторов семейства ДТ производства ВгТЗ и разработанного стенда (рисунок 1) с гидрозамкнутым силовым контуром [1, 2, 8, 9, 12].

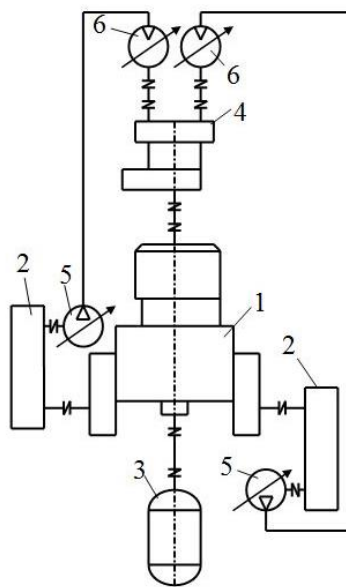


Рисунок 1. Гидрокинематическая схема стенда: 1 – испытуемая трансмиссия с гидротрансформатором; 2 – согласующий редуктор; 3 – приводная балансирная машина; 4 – раздаточная коробка; 5 – нагружающий гидронасос; 6 – нагружающий гидромотор

На динамическую нагруженность трансмиссии существенное влияние оказывают крутильные колебания в валопроводе, приводящие в эксплуатации к постоянному нарушению законов движения деталей [3, 4, 5, 6, 7], а при испытаниях – к искажению режима испытаний.

Амплитуды крутильных колебаний масс трансмиссии вдали от резонанса обычно незначительны и не оказывают заметного влияния на нагруженность деталей [5, 7]. Наибольшая нагруженность имеет место на резонансных и околорезонансных режимах, на которых накапливается основная часть усталостных повреждений деталей [5, 14]. Следовательно, для сближения условий нагружения трансмиссий в составе машины и на стенде необходимо, чтобы частоты собственных колебаний их масс совпадали или были близки, то есть чтобы собственные частотные спектры трансмиссий стендов включали в себя основные частоты из

спектров трансмиссий машин [1, 2, 8, 9].

Одним из самых распространенных методов, используемых для расчетного определения собственных частот систем с крутильными колебаниями, является метод Толле. При использовании этого метода система уравнений для определения собственных частот системы записывается в следующем виде [10]:

$$\left. \begin{aligned} M_{1,2} &= -I_1 a_1 \omega^2, a_2 = a_1 + \frac{M_{1,2}}{C_{1,2}}, \\ M_{2,3} &= M_{1,2} - I_2 a_2 \omega^2, a_3 = a_2 + \frac{M_{2,3}}{C_{2,3}}, \\ &\dots\dots\dots \\ M_{n-1,n} &= M_{n-2,n-1} - I_{n-1} a_{n-1} \omega^2, a_n = a_{n-1} + \frac{M_{n-1,n}}{C_{n-1,n}}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где: $M_{1,2}; M_{2,3}; \dots M_{n-1,n}$ – моменты сил упругости участков между массами системы; $a_1, a_2, \dots a_n$ – относительные амплитуды угловых колебаний масс; $I_1, I_2, \dots I_n$ – моменты инерции масс; $C_{1,2}; C_{2,3} \dots C_{n-1,n}$ – крутильная жесткость участков между массами.

В соответствии с этим методом величина одной из относительных амплитуд (обычно a_1) принимается равной единице и осуществляется расчет величины упругого момента на каждом участке передачи при возбуждении колебаний с некоторой пробной частотой ω . Если заданная частота ω не равна собственной частоте системы, то на условном участке схемы с номерами масс $n; n+1$, расположенным за ее последней массой, будет действовать некоторый остаточный момент $R = M_{n,n+1}$. Если же этот момент R равен нулю, система совершает свободные колебания и подставленная пробная частота ω является собственной частотой системы.

Для реализации метода сближения спектров собственных частот трансмиссий машины и стенда необходимо параллельно выполнять также их расчет по методу Толле «назад», то есть вести расчет моментов на участках не от первой массы к последней, а от последней к первой. При этом величина остаточного момента R не зависит от направления расчета, то есть возможно принимать равной 1 величину относительной амплитуды a_1 первой массы и вести расчет до последней a_n , возможно принять $a_n = 1$ и выполнить расчет «назад». При этом система уравнений Толле записывается в следующем виде [10]:

$$\left. \begin{aligned} (M_{n,n-1}) &= -I_n a_n \omega^2; (a_{n-1}) = a_n + \frac{(M_{n,n-1})}{C_{n,n-1}}; \\ (M_{n-1,n-2}) &= (M_{n,n-1}) - I_{n-1} (a_{n-1}) \omega^2; (a_{n-2}) = (a_{n-1}) + \frac{(M_{n-1,n-2})}{C_{n-1,n-2}}; \\ &\dots\dots\dots \\ (M_{3,2}) &= (M_{4,3}) - I_3 (a_3) \omega^2; (a_2) = (a_3) + \frac{(M_{3,2})}{C_{3,2}}; \\ (M_{2,1}) &= (M_{3,2}) - I_2 (a_2) \omega^2; (a_1) = (a_2) + \frac{(M_{2,1})}{C_{2,1}}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В конце расчета определяют момент $(M_{0,1})=(R)$. Чтобы отличить расчетные параметры системы при расчетах «вперед» и «назад», параметры при расчете «назад» заключены в круглые скобки.

Для сближения спектров собственных частот трансмиссий стенда и машины необходимо в спектре стенда получить собственные частоты из спектра трансмиссии машины. Так как собственные частоты определяются значениями моментов инерции масс и крутильной жесткости их связей, то для сближения спектров нужно найти необходимое изменение моментов инерции масс стенда и крутильной жесткости их связей. Необходимое изменение жесткости одной из связей определяется в соответствии со следующей методикой.

На основе совместного рассмотрения уравнений (6) и (7) можно записать следующее выражение:

$$M_{i+1,i}(a_i) + (M_{i+1,i})a_i = M_{i,i-1}(a_i) + (M_{i,i-1})a_i. \quad (3)$$

Можно заметить также следующее:

$$a_i(M_{i,i=1}) + (a_i)M_{i,i=1} = a_{i+1}(M_{i,i=1}) + (a_{i+1})M_{i,i=1}, \quad (4)$$

откуда:

$$M_{0,1}(a_1) + (M_{0,1})a_1 = M_{1,2}(a_1) + (M_{1,2})a_1 = M_{1,2}(a_2) + (M_{1,2})a_2 = M_{n,n+1}(a_n) + (M_{n,n+1})a_n. \quad (5)$$

Сумма произведений в этих формулах равна остаточному моменту.

В соответствии с этим, при изменении жесткости участка $i, i+1$ изменится остаточный момент, так как относительная амплитуда колебаний $i+1$ -й массы вместо a_{i+1} приобретает новое значение a'_{i+1} . Если в старой системе:

$$R = a_{i+1}(M_{i,i=1}) + (a_{i+1})M_{i,i=1}, \quad (6)$$

то в новой системе:

$$R' = a'_{i+1}(M_{i,i+1}) + (a'_{i+1})M_{i,i+1}. \quad (7)$$

Вычитая R из R' , определим:

$$R' - R = \left(\frac{1}{C'_{i,i+1}} - \frac{1}{C_{i,i+1}}\right)M_{i,i+1}(M_{i,i+1}). \quad (8)$$

Для измененной системы частота колебаний будет собственной, если:

$$R + \left(\frac{1}{C'_{i,i+1}} - \frac{1}{C_{i,i+1}}\right)M_{i,i+1}(M_{i,i+1}) = 0, \quad (9)$$

откуда:

$$\frac{1}{C_{i,i+1}} - \frac{1}{C'_{i,i+1}} = \frac{R}{M_{i,i+1}(M_{i,i+1})}. \quad (10)$$

Отсюда жесткость участка для получения новой собственной частоты должна быть равной:

$$C'_{i,i+1} = C_{i,i+1} - \frac{M_{i,i+1}(M_{i,i+1})}{R}. \quad (11)$$

Также и при изменении момента инерции i -той массы с I_i на $I_i + \Delta I_i$ остаточный момент принимает новое значение, так как момент сил упругости на участке $i, i+1$ вместо $M_{i,i+1}$ будет $M'_{i,i+1}$. Если в старой системе остаточный момент определяется по зависимости (6), то в измененной системе:

$$R' = M'_{i,i+1}(a_i) + (M'_{i,i+1})a_i. \quad (12)$$

Вычитая R из R' , находим:

$$R' - R = M'_{i,i+1}(a_i) + (M'_{i,i+1})a_i - M_{i,i+1}(a_i) - (M_{i,i+1})a_i = (a_i)(M'_{i,i+1} - M_{i,i+1}) + a_i((M'_{i,i+1}) - (M_{i,i+1})). \quad (13)$$

Учитывая, что:

$$M_{i,i+1} = M_{i-1,i} - I_i a_i \omega^2, \quad M'_{i,i+1} = M_{i-1,i} - (I_i + \Delta I_i) a_i \omega^2, \quad (14)$$

подставляя в предыдущее выражение, получим:

$$R' - R = \Delta I_i a_i^2 \omega^2 + \Delta I_i (a_i) a_i \omega^2 = \Delta I_i a_i \omega^2 ((a_i) + a_i). \quad (15)$$

Подставленная частота ω будет собственной, если:

$$R' - R = 0. \quad (16)$$

Следовательно, величину изменения момента инерции i -той массы для получения заданного значения частоты собственных колебаний можно определить по формуле:

$$\Delta I_i = \frac{R}{a_i ((a_i) + a_i) \omega^2}. \quad (17)$$

На основе приведенных выкладок создана компьютерная программа, позволяющая автоматизировать процесс поиска необходимого изменения инерционных параметров масс стенда и жесткости их связей для сближения собственных частотных спектров трансмиссии машины и стенда. Предложенный методик формирования частотных характеристик трансмиссии стенда предусматривает [1, 2, 8, 9]:

1. Определение возможностей получения собственных частот трансмиссии машины в спектре собственных частот трансмиссии стенда за счет изменения упруго-инерционных параметров его элементов и их сочетаний.
2. Исследование влияния параметров каждого из элементов трансмиссии стенда на измене-

ние собственных частот.

3. Выбор элементов трансмиссии стенда, изменение упруго-инерционных параметров которых конструктивно наименее сложно.
4. Выполнение расчетных исследований и определение на их основе значений упруго-инерционных параметров изменяемых элементов стенда, при которых возможно получение в его спектре заданных собственных частот трансмиссии машины.

3. Пример использования метода

Продемонстрируем применение предложенного метода на примере сближения собственных частотных свойств гидромеханической трансмиссии трактора ДТ-175С производства ВгТЗ и трансмиссии стенда (см. рисунок 1) с гидрозамкнутым силовым контуром [12, 13].

Начальная и редуцированная динамические модели трансмиссии стенда приведены на рисунок 2, трактора ДТ-175С – на рисунке 3. В таблице 1 приведены значения моментов инерции и жесткости связей масс полной и редуцированной моделей трансмиссии стенда, в таблице 2 – моделей трансмиссии трактора [1, 2, 8, 9].

Таблица 1

Таблица 2

Моменты инерции и жесткость связей масс трансмиссии стенда

Моменты инерции и жесткость связей масс трансмиссии трактора

Редуцированная модель	Узел трансмиссии стенда	Начальная модель
1	Привод стенда	1
2	Кардан привода	2
3	Вал отбора мощности	3-10
4	Первичный вал КПП	11-13
5	Турбинное колесо ГТКМ	14-16
6	Вал заднего хода КПП	17-21
7	Дополнительный вал	22-25
8	Вторичный вал КПП	26-31
9	Планетарный механизм	32-34
10	Конечная передача	35-39
11	Согласующий редуктор	40-45
12	Гидропередачи	46-49
13	Раздаточная коробка	50-62
14	Насосное колесо ГТКМ	63

Редуцированная модель	Узел трансмиссии трактора	Начальная модель
1	Коленвал двигателя	1
2	Маховик и муфта	2
3	Насосное колесо ГТКМ	3
4	Турбинное колесо ГТКМ	4-6
5	Первичный вал КПП	7-10
6	Вал заднего хода КПП	11-14
7	Дополнительный вал	15-18
8	Вторичный вал КПП	19-24
9	Планетарный механизм	25-27
10	Конечная передача	28-32
11	Ходовая часть и половина массы трактора	33

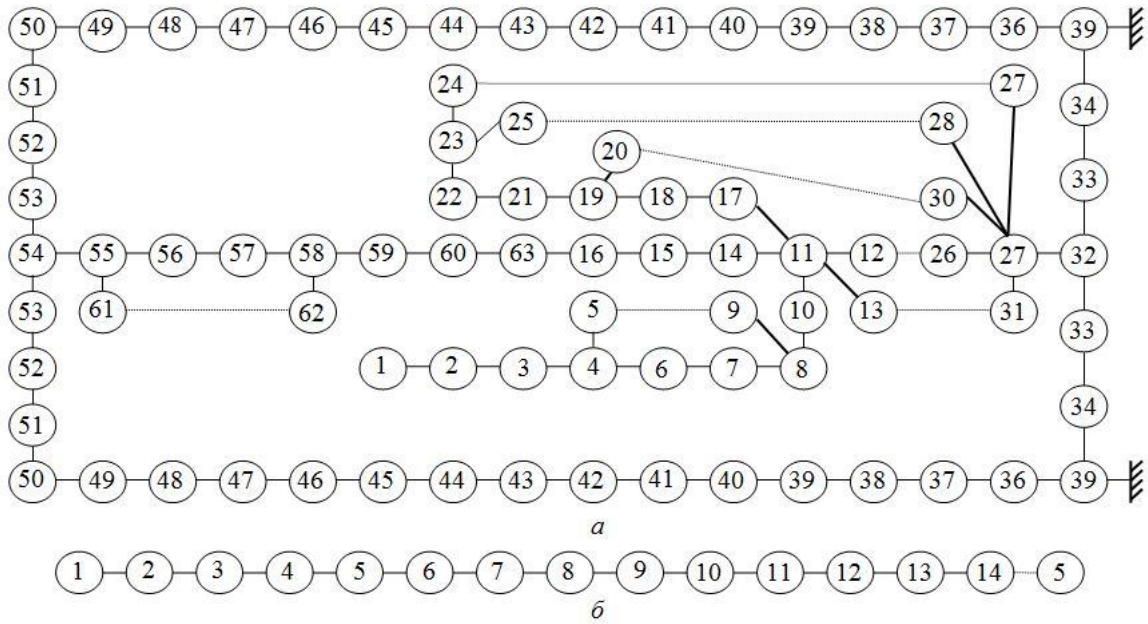
На рисунке 4 представлен спектр собственных частот трансмиссии трактора (ширина околорезонансной зоны для каждой частоты принята равной 5 % от ее значения) и спектр собственных частот трансмиссии стенда с первоначальными и с измененными значениями параметров. Цифрой 1 обозначен спектр трансмиссии стенда до изменения параметров, цифрой 2 – трансмиссии трактора, цифрой 3 – трансмиссии стенда после изменения параметров.

Как видно из рисунка 4, пять собственных частот трансмиссий стенда и трактора соответствуют друг другу, пять – не соответствуют. Расчеты показали, что в собственном частотном спектре трансмиссии стенда необходимо получить частоты 11,6 Гц, 13,7 Гц, 205,1 Гц и 302,5 Гц, присутствующие в спектре трансмиссии трактора.

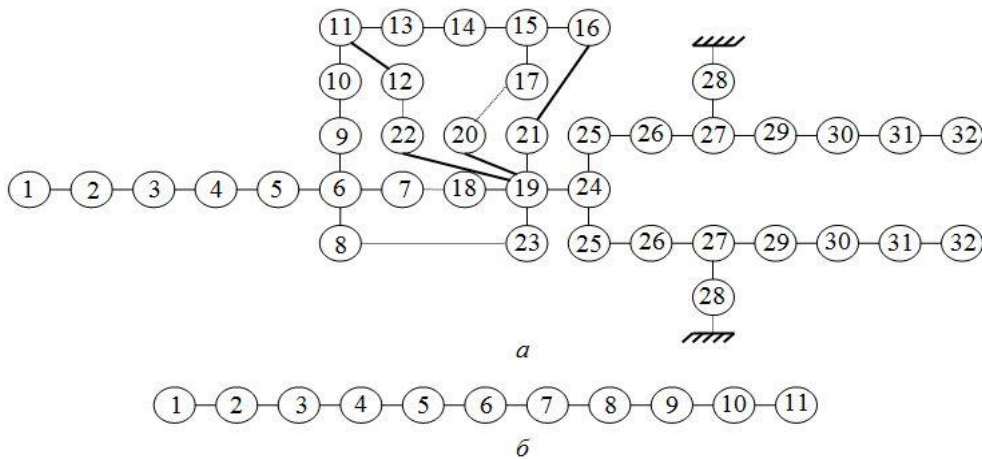
Частоты собственного спектра трансмиссии определяются величинами моментов инерции масс и жесткости их связей. Значительно уменьшать массу отдельных деталей часто бывает не возможно из соображений прочности, значительно увеличивать – затруднительно и неэкономично. Поэтому большую возможность влияния на собственные частоты проектировщик имеет за счет оперирования жесткостью связей [14].

В соответствии с описанным методом и при помощи созданной программы [1, 2, 9] вы-

полнено исследование возможностей получения в спектре стэнда необходимых значений собственных частот.



**Рисунок 2. Динамические модели трансмиссии стэнда:
а – начальная; б – редуцированная**



**Рисунок 3. Динамические модели трансмиссии трактора:
а – начальная; б – редуцированная**

Как показали результаты исследования, далеко не каждое изменение моментов инерции масс и жесткости связей (или их сочетаний) может привести к получению в спектре трансмиссии стэнда заданной собственной частоты. К тому же при получении в спектре заданных собственных частот изменяются упруго-инерционные параметры элементов, что влечет за собой изменение других собственных частот. Поэтому предварительно следует определить влияние на собственные частоты параметров тех элементов, которые конструктивно возможно изменять, и методом итерации их значений добиться получения в спектре необходимых собственных частот. Здесь одним из препятствий является то, что, в соответствии с расчетом, для получения заданной собственной частоты некоторые параметры должны принять отрицательное значение и, следовательно, таким изменением параметров данная собственная частота не может быть получена [9]. Для примера в таблице 3 приведены различные варианты сочетания моментов инерции масс и жесткости связей, за счет изменения которых определялась возможность получения в собственном частотном спектре стэнда частоты 11,6 Гц. Но в пределах одного варианта сочетания параметров возможно также несколько их взаимосвязан-

ных изменений (например, уменьшение момента инерции массы с одновременным уменьшением жесткости связи) при условии сохранения заданной собственной частоты. Так, например, при рассмотрении варианта 23 (таблица 3) в таблице 4 показана возможность получения собственной частоты 14,2 Гц одновременным изменением момента инерции массы I_2 и жесткости связи C_1 , при этом получение такой частоты возможно в 13 случаях сочетания различных величин этих параметров [9].

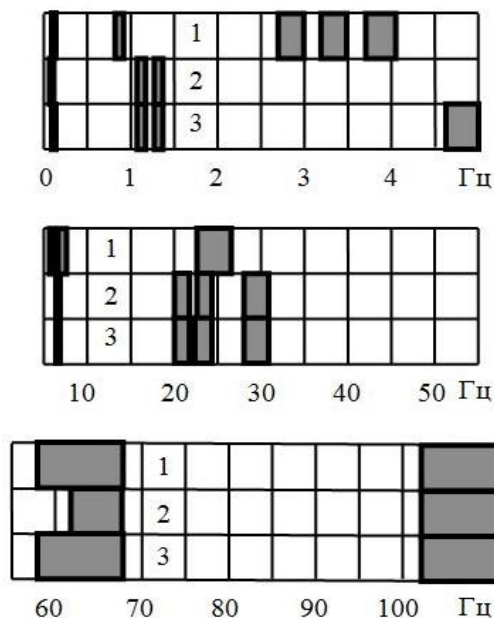


Рисунок 4. Спектр собственных частот трансмиссий трактора и стенда до и после изменения параметров

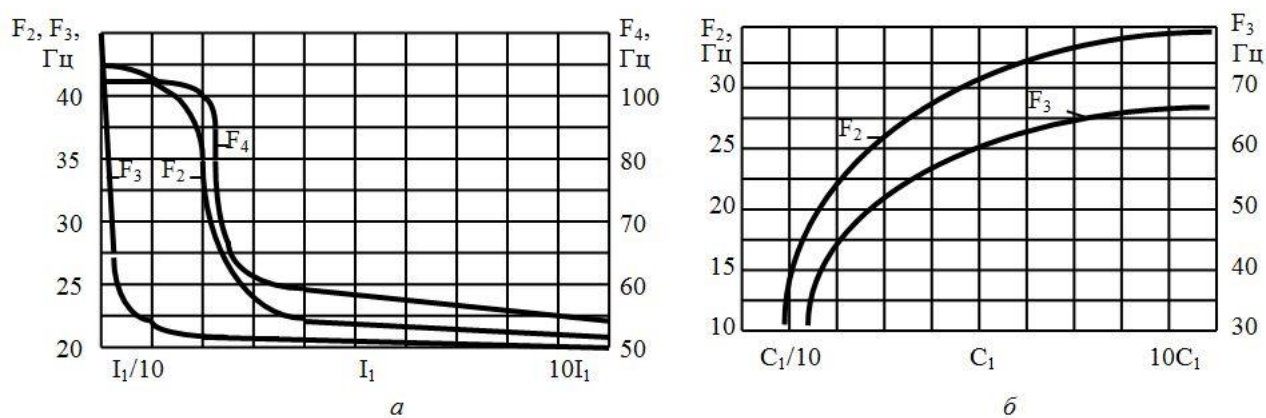


Рисунок 5. Изменение собственных частот:
a – при изменении момента инерции первой массы I_1 ;
б – при изменении жесткости ее связи C_1

Таблицы, подобные таблицам 3 и 4, после выполнения расчетов составляются для каждой собственной частоты, которую следует иметь в собственном спектре трансмиссии стенда. При этом возможно рассмотрение всех вариантов сочетаний изменяемых параметров и выбор оптимального с конструктивной точки зрения.

Для облегчения этой задачи при помощи созданной программы выполнено исследование влияния каждого из изменяемых параметров на собственные частоты модели. На рисунке 5 для примера показано изменение собственных частот при изменении момента инерции первой массы I_1 и жесткости ее связи C_1 . Как видно из графиков, изменение величины момента инерции масс данной передачи оказывает заметное влияние на собственные частоты в диапазоне от 0 до 20 кг·м², дальнейшее увеличение инерционной массы практически не сказывается на собственных частотах. Изменение жесткости упругих связей оказывает заметное

влияние на собственные частоты в диапазоне от 0 до 10^7 Н·м/рад, дальнейшее увеличение жесткости практически мало влияет на собственные частоты.

В соответствии с методикой выполнено исследование влияния параметров каждого из элементов стенда на изменение частот спектра и построены графики, характеризующие влияние изменения моментов инерции масс $I_1, I_2, I_3, I_{12}, I_{13}, I_{14}$ и жесткости связей $C_1, C_2, C_{10}, C_{11}, C_{12}, C_{13}$ на собственные частоты [9].

Таблица 3

Определение возможности получения в спектре стенда частоты 11,6 Гц

Номер варианта	Изменяемые динамические параметры												Результат		
	I_1	I_2	I_3	I_{12}	I_{13}	I_{14}	C_1	C_2	C_{10}	C_{11}	C_{12}	C_{13}	Отриц. момент инерции	Отриц. жесткость	Получ. возможно
1	+												+		
2		+											+		
3			+										+		
4				+									+		
5					+								+		
6						+							+		
7							+	+							+
8									+						+
9										+					+
10															+
11											+				+
12												+		+	
13	+	+											+		
14	+		+										+		
15	+			+									+		
16	+				+								+		
17	+					+							+		
18	+						+	+						+	
19	+								+					+	
20	+									+				+	
21	+													+	
22	+										+				+
23	+											+			+

Таблица 4

Варианты значений C_1 и I_2 для получения собственной частоты 14,2 Гц

Номер варианта	Величины изменяемых динамических параметров		Изменяющиеся собственные частоты, Гц			
	$I_2, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$C_1, \text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$	1	2	3	4
23	12,38	30 966	9,0	14,2	40,5	413,9
	3,7086	18 319	8,9	14,1	41,8	416,4
	2,1199	13 007	8,8	14,1	43,2	419,1
	1,4525	10 083	8,6	14,1	44,5	422,1
	1,0852	8 232	8,5	14,1	45,9	425,3
	1,0533	8 062	8,4	14,1	46,1	425,7
	0,8528	6 956	8,3	14,3	47,5	429,5
	0,6924	6 022	8,2	14,1	48,7	432,5
	0,5635	5 238	8,0	14,2	50,3	437,3
	0,4334	4 413	7,8	14,1	52,6	444,8
	0,3545	3 895	7,7	14,1	54,6	452,0
	0,2196	2 980	7,2	14,1	60,0	475,7
	0,1490	2 485	6,9	14,2	64,9	504,3

На основе полученной информации получены оптимальные значения изменяемых параметров элементов стенда для максимального сближения частотных спектров трансмиссий трактора и стенда. Найденные таким образом значения изменяемых параметров приведены в таблице 5.

В таблице 6 приведены значения собственных частот трансмиссий трактора и стенда до и после изменения параметров, когда частотный спектр стенда уже включает в себя все искомые собственные частоты трансмиссии трактора. Колебания с очень высокими, акустическими частотами имеют пренебрежительно малое влияние на нагруженность, поэтому частоту 3060,5 Гц в спектре стенда получать не обязательно.

Таблица 5

Значения изменяемых параметров элементов стенда

Моменты инерции масс, кг·м ² , и жесткость связей, Н·м/рад		
	До изменения	После изменения
I ₁₂	0,158	3,6
C ₁	100000	276000
C ₂	523773	1000000
C ₁₁	4220	700000
C ₁₂	3784	860000
C ₁₃	17242	3600

Таблица 6

Собственные частоты передач до и после изменения параметров

Номер собственной частоты	Собственные частоты, Гц		
	Трактор ДТ-175С	Испытательный стенд с ГЗСК	
		До изменения параметров	После изменения параметров
1	1,0	1,1	0,8
2	11,6	8,7	11,5
3	13,7	28,4	13,8
4	71,8	33,3	48,2
5	205,1	38,7	71,8
6	236,3	56,6	205,0
7	302,5	72,9	211,8
8	649,1	236,2	236,3
9	1080,8	247,3	302,5
10	3060,5	258,2	608,2
11		611,0	649,1
12		649,1	791,0
13		1080,8	1080,8

Присутствие в спектре стенда собственных частот, отсутствующих в спектре трактора, обусловлено различием динамических моделей. Избежать этого различия практически невозможно. Сравнение спектров всегда может подсказать испытателю, на каких скоростных режимах (соответствующих резонансному режиму на одной из несвойственных трансмиссии трактора собственных частот) не следует производить испытаний или обеспечить в рабочем диапазоне частот вращения прохождение этой частоты с максимальной скоростью при разгоне или торможении [9, 13].

Выводы

1. Предложен метод повышения степени идентичности динамической нагруженности трансмиссий трактора и испытательного стенда при воспроизведении на нем нагрузок эксплуатационного характера. Он позволяет на стадии проектирования целенаправленно формировать спектр собственных частот стенда, включая в него основные собственные

частоты трансмиссии трактора. При этом наиболее опасные для прочности и долговечности деталей резонансные режимы в трансмиссиях станда и трактора будут иметь место на тех же самых частотах, что повышает достоверность испытаний.

2. Достоинством метода является то, что он позволяет добиваться изменения собственного спектра трансмиссии за счет изменения не одного параметра, а нескольких, при этом часто обеспечивается возможность получения искомой частоты за счет незначительных изменений параметров, что удобно с конструкторской точки зрения. Метод позволяет рассмотреть множество вариантов сочетания изменяемых конструктивных параметров и выбрать среди них наиболее удобный для реализации на практике.

Литература

1. Шеховцов В.В. Разработка стандов и управления их динамическими свойствами для испытания трансмиссий тракторов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Волгоградский политехнический институт (ВолгПИ). – Волгоград, 1990. – 22 с.
2. Szechowcow W.W. Analiza i synteza systemów dynamicznych układów napędowych pojazdów na etapie ich projektowania: Monografia. – Warszawa, 1998.
3. Распространение крутильных колебаний в валопроводе силовой передачи трактора ВТ-100 / В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук, С.В. Зленко, И.А. Долгов, В.В. Косенко, А.О. Куликов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – № 8. – С. 10-12.
4. Шеховцов В.В. Некоторые особенности проведения крутильных колебаний валопроводом силовой передачи транспортного средства // Наземные транспортные системы: Межвуз. сб. науч. тр. / ВолгГТУ, Волгоград, 2000. – С. 23-26.
5. Шеховцов В.В. Влияние динамической связанности и параметров звеньев трансмиссии на передачу энергии крутильных колебаний // Известия вузов. Машиностроение, 2002. – № 9.
6. Динамическая нагруженность силовых элементов трансмиссии гусеничного трактора при эксплуатации в режиме "разгон – остановка" / Е.И. Тескер, В.В. Шеховцов, В.Ю. Тараненко, К.П. Подшивалин // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 8. – С. 21-23.
7. Исследование динамической нагруженности участков силовой передачи трактора Четра 6С-315 / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, И.А. Иванов, А.В. Калмыков // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 5: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – № 2. – С. 47-50.
8. Шеховцов В.В. Управление динамическими свойствами силовых передач стандов// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997. – № 11. – С. 32-35.
9. Шеховцов В.В. Анализ и синтез динамических характеристик автотракторных силовых передач и средств для их испытания. Монография. – Волгоград, изд-во РПК «Политехник», 2004. – 224 с.
10. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. – М.: Машиностроение, 1980.
11. Методы исследования динамических процессов в узлах силовых передач и системах поддресоривания гусеничных сельскохозяйственных тракторов: учеб. пособ. (гриф). Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов / М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов, Е.М. Дейниченко, Н.С. Соколов-Добрев.– Волгоград: ВолгГТУ. 2009. – 150 с.
12. Стенд с гидравлическим замыканием силового контура для испытания силовых передач колёсных и гусеничных машин / В.В. Шеховцов, И.В. Ходес, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Современные наукоёмкие технологии. – 2013. – № 2. – С. 55-59.
13. Целенаправленное формирование собственного частотного спектра станда для испытания трансмиссий тракторов / В.В. Шеховцов, И.В. Ходес, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Современные наукоёмкие технологии. – 2013. – № 2. – С. 50-54.
14. Годжаев З.А., Дмитриченко С.С., Губерниев Ф.Я. Оптимальное проектирование валопроводов (на примере тракторов) // Вестник машиностроения, 1992. – № 4.