

частиц: двух частиц с зарядом  $+2/3$  и одной частицы с зарядом  $-1/3$ ;

д) из материи СВЧ-волны образуется электронейтральный глюон, который вначале «обволакивает» дробные частицы, в результате чего образуются кварки, а затем формирует «тело» протона;

е) этот протон и «отошедший» электрон формируют атом водорода [2].

Переходя от теории к практике, представляем на рис. 3 разработанную нами модель СВЧ-устройства.

При прохождении через СВЧ-устройство биодизеля его вязкостные, горючие и ряд других свойств улучшаются [3].

На данный момент устройство собрано и проходит ряд лабораторных испытаний.

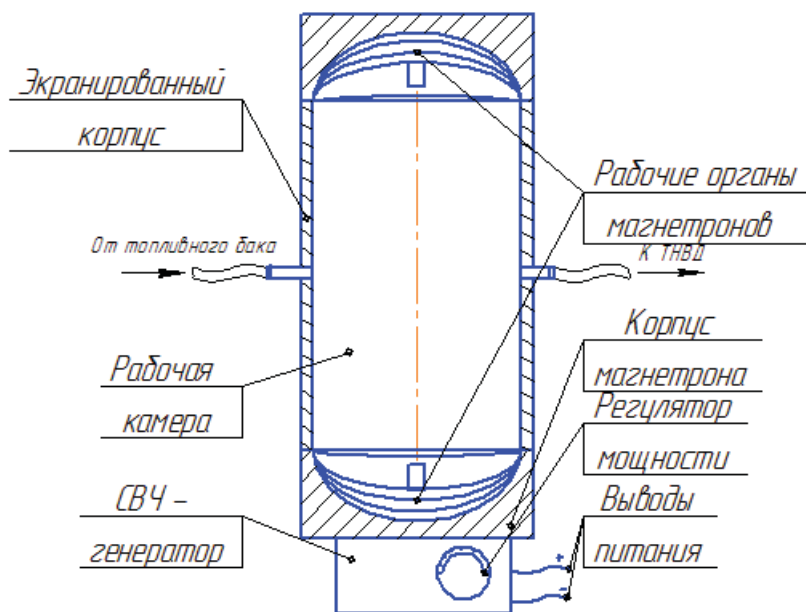


Рис. 3. СВЧ-устройство

### Библиографический список

- Капустин В.М., Карпов С.А., Сайдахмедов А.И. Биодизельное топливо: преимущества, недостатки и перспективы промышленного производства // Нефтепереработка и нефтехимия. 2011. № 4. С. 49–54.
- <http://petrovvf.livejournal.com>
- Пат. RU (11) 2005110094 (13). Способы обработки топлива и устройства для его осуществления / Степанов Ю.Б., Скотин В.А. Заявка: 2005110094/06, 07.04.2005. Опубл. 20.10.2006.

УДК 629.113

И.А. Кротов<sup>2</sup>, И.А. Тараторкин<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Институт машиноведения Уральского отделения РАН,

<sup>2</sup>Курганский государственный университет,

г. Курган

## ИСКЛЮЧЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМОВ В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Для обеспечения высокой проходимости машин при движении по грунтам с низкой несущей способностью наряду с соответствующими конструктивными решениями разрабатываются гидромеханические трансмиссии. Комплекс эргономических свойств позволяет эксплуатировать такие машины продолжительное время в автономном режиме, что является существенным при проведении работ в экстремальных условиях. Эксплуатация машин в отрыве от сервисных служб повышает уровень требований к их надежности.

Анализ статистики отказов опытных машин свидетельствует об ограниченной долговечности элементов их трансмиссий. При этом наиболее часто происходит усталостное разрушение деталей дотрансформаторной зоны «двигатель – гаситель колебаний – насосное колесо гидротрансформатора», а также элементов (фрикционные диски, валы, подшипники) механической коробки передач.

При расчете крутильных колебаний в трансмиссии, прогнозировании вероятности возникновения резонансных режимов в силовых

элементах трансмиссии в соответствии с работами [1,2] выполнен частотный анализ моторно-трансмиссионной установки (МТУ). При схематизации и построении расчетной динамической схемы учтена структурная неоднозначность динамической модели МТУ.

Динамическая систематизация основных элементов МТУ строится с использованием метода редуцирования. Расчетная динамическая схема МТУ структурно соответствует кинематической схеме и состоит из элементарных структурных звеньев. На динамической схеме

МТУ отражаются кинематические связи основных элементов трансмиссии, включая как простые редукторные, так и дифференциальные связи, когда скорость одного из элементов выражается через скорости двух других элементов, перемещения которых приняты в качестве обобщенных координат. Разветвленная динамическая схема системы с кольцевыми структурами при включенной 1-й передаче и результат ее приведения к цепной показаны на рис. 1.

Моменты инерции элементов цепной динамической схемы определены по чертежно-технической документации трансмиссии.

Основным возбудителем крутильных колебаний в дотрансформаторной зоне являются переменные газовые силы и инерционные моменты, возникающие в работающем двигателе внутреннего сгорания. Двигатель ЯМЗ-780 с максимальной мощностью 552 кВт – шестицилиндровый, рядный с равномерным чередованием вспышек и порядком работы цилиндров 1–5–3–6–2–4. Размерность двигателя 130×156, степень сжатия 17,5, давление наддува 0,30 МПа. Расчет возмущающих моментов на массах двигателя выполнен программным путем. Наиболее опасными для элементов трансмиссии являются основные моторные гармоники порядков  $\nu = 3$  и  $\nu = 6$ .

На рис. 2 приведена расчетная амплитудно-оборотная характеристика – зависимость амплитуд динамических нагрузок в торсионном вале при вынужденных крутильных колебаниях от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Расчет выполнен для варианта работы с разблокированным гидротрансформатором.

Как следует из приведенного рисунка, реализуется только один резонанс в зоне частот вращения вала двигателя 600–900 об/мин. Это основной резонанс главной гармонической составляющей возмущающих моментов порядка  $\nu = 3$ . Максимальная расчетная амплитуда резонансных динамических нагрузок при проходе резонансной зоны составляет 5,12 кН·м. Без учета скорости прохода через резонансную зону

(стационарные колебания) уровень резонансных амплитуд динамических нагрузок составляет 7,24 кН·м.

Данный резонанс представляет безусловную опасность для торсионного вала, особенно учитывая, что минимальная частота вращения на холостом ходу у двигателя ЯМЗ-780 составляет 700 об/мин.

Для исключения самой возможности относительно длительной работы двигателя в резонансной зоне необходима будет перерегулировка двигателя с повышением минимальной частоты на холостом ходу до 1000–1200 об/мин.

Другой способ снижения динамической нагруженности элементов

ГМП заключается в том, что в диапазоне скоростного режима работы двигателя, при котором возможно возникновение резонансного режима вала, соединяющего двигатель с насосным колесом гидротрансформатора, снижается собственная частота дотрансформаторной зоны увеличением приведенного момента инерции вращающихся деталей при нейтрали в трансмиссии путем принудительной блокировки гидротрансформатора [2]. Резонансный режим может быть также исключен синтезом гасителя с использованием эластичных элементов (например фирмы «Centa», ЗАО «Литмаш» и др).

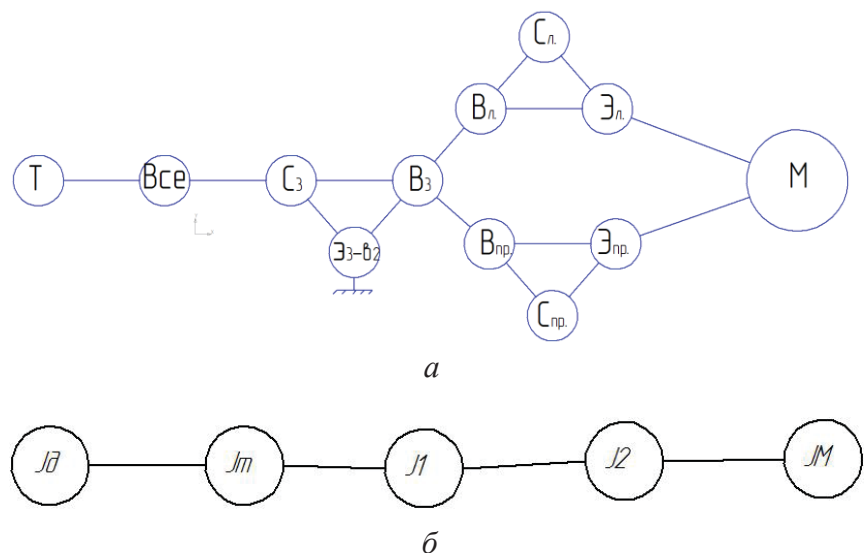


Рис. 1. Динамическая схема машины, при включении первой передачи: а – разветвленная; б – цепная

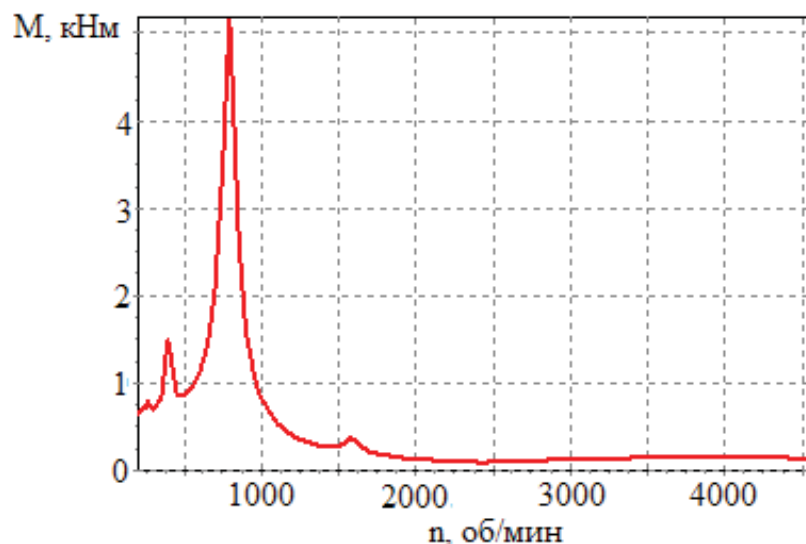


Рис. 2. Расчетная кривая амплитуд динамических нагрузок в зависимости от крутильных колебаний в торсионном вале

Очевидно, что уровень динамической нагруженности элементов трансмиссии от крутильных колебаний, возбуждаемых двигателем, при установке упругофрикцион-

ного демпфера существенно снижается. Даже в небольшом резонансе гармоники  $\nu = 3$  в зоне частот вращения 1600–1700 об/мин уровень расчетных нагрузок суще-

ственно ниже, чем в исходном варианте упругого соединения двигателя с насосным колесом посредством торсионного вала.

*Библиографический список*

1. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии транспортных машин: моногр. Екатеринбург: УрО РАН, 2010. 176 с.
2. Пат. 2464463 РФ. Способ исключения резонансного режима из дотрансформаторной зоны гидромеханической трансмиссии транспортной машины / Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Оpubл. 20.10.2012.

УДК 621.43.052

*А.Р. Магзумьянов*

*Камская государственная инженерно-экономическая академия - ИНЭКА,  
г. Набережные Челны*

**ОПЫТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ МАЛОРАЗМЕРНОГО ТКР С ПЕРЕМЕННОЙ ЗАКРУТКОЙ ПОТОКА ГАЗА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО**

Реализация высокого наддува в ДВС со значениями степени повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k > 2,5$  связана со сложностью согласования расходных характеристик компрессора и поршневой части КДВС. Последняя задача решается путем применения различных способов регулирования ТКР, наиболее простым и распространенным из которых является пере-

пуск газов мимо турбины [1]. Перепуск газа в турбине осуществляется через специальный перепускной клапан, конструктивно выполненный как клапан механизма газораспределения. При общем снижении потерь на выпуск отработавших газов [2] при применении перепуска несложно предположить наличие сопротивления перепускной магистрали. В [3] предложен «способ

регулирования турбонаддува ДВС» (рис. 1, а), позволяющий снизить мощность турбины, но не за счет перепуска газа мимо турбины, а за счет перераспределения расхода газа в проточной части турбины. Причем часть газа поступает в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса турбины (по каналу 5 при перемещении поворотного клапана 4). Смысл

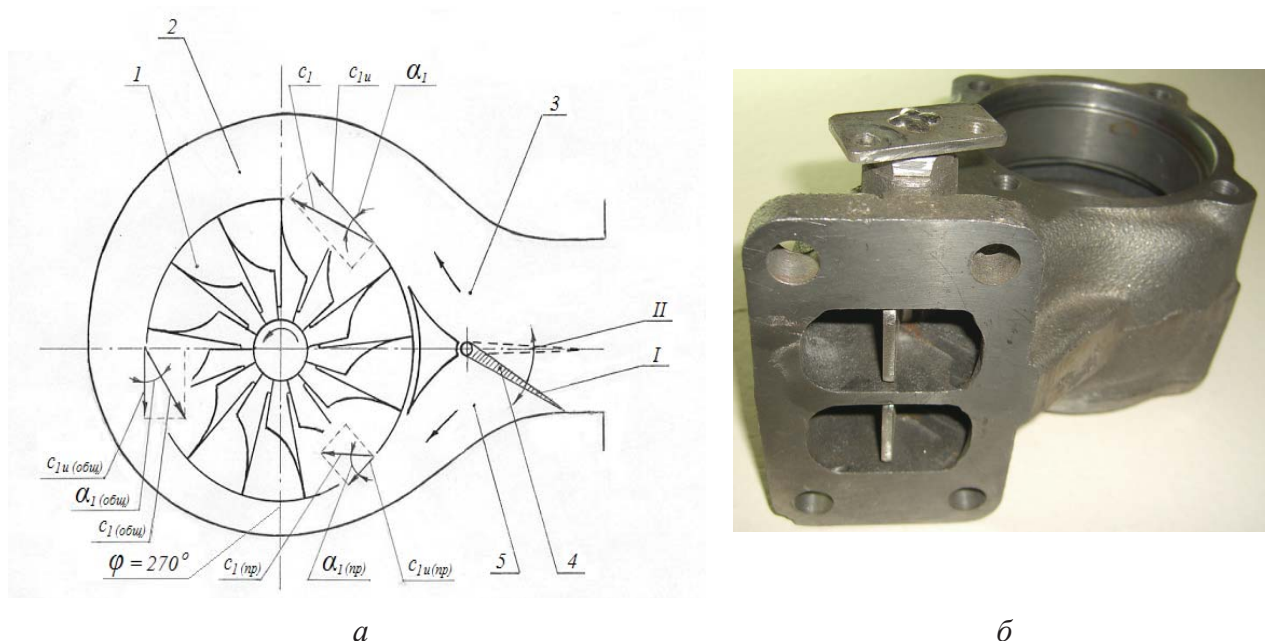


Рис. 1. Схема способа регулирования (а) и корпус турбины (б)