

ТРАНСПОРТНОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

629.1.013

МЕХАНИКА И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМОВ МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИХ ДИСКОВ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Д-р техн. наук, проф. В. Б. ДЕРЖАНСКИЙ, канд. техн. наук, доц. И. А. ТАРАТОРКИН,
асп. Е. А. БУРАКОВ

Рассматривается прогнозирование резонансов металлокерамических дисков (МКД) фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин. Анализ характера разрушений позволил выдвинуть гипотезу о разрушении МКД вследствие высокочастотных резонансных колебаний, генерируемых гидротрансформатором. Данный эффект является новым, ранее не исследованным. Для исключения резонансных режимов разработан метод расчета собственных частот МКД. С учетом сложности конструкции диска собственная частота аналитически определена при многих допущениях. Для оценки корректности принятых допущений при определении собственных частот и форм колебаний МКД разрабатывается метод неразрушающего контроля, основанный на определении частотных характеристик при звуковом облучении исследуемого диска — по доминирующим значениям спектральной плотности процесса. Сходимость результатов теоретического и экспериментального исследований позволяет прогнозировать возможность возникновения резонансных режимов функционирования МКД фрикционных элементов, существенно уточнить методику проектного расчета, а также решать обратную задачу по исключению резонансных режимов.

Activity is devoted forecasting of resonances of cermet disks frictional elements of transmissions of transport cars and to definition of ways of raise of durability. The analysis of character of collapses has allowed to put forward a hypothesis about collapse cermet owing to the high-frequency cavity oscillations oscillated by the fluid converter. The given effect is new, earlier not investigated. The method of account of natural frequencies cermet is developed for exclusion of resonant regimes. Taking into account complexity of a construction of a disk the natural frequency is analytically defined at many assumptions. For an estimation of reasonableness of the accepted assumptions at definition of natural frequencies and mode shapes cermet the method of a non-destructive check based on definition of response characteristics at sound bombarding radiation of the investigated disk — on dominating meanings of a Fourier density of process develops. Convergence of results of theoretical and experimental probes allows to predict possibility of origination of resonant regimes of operation cermet of frictional elements, it is essential to specify a technique of design account, and also to solve an inverse problem on exclusion of resonant regimes.

Для перспективных и модернизируемых транспортных машин разрабатываются гидромеханические трансмиссии (ГМТ), так как принято считать, что введением гидротрансформатора — активного фильтра колебаний на входе и выходе из трансмиссии, можно обеспечить требуемый уровень долговечности элементов трансмиссий. Однако проведенные испытания опытных образцов машин свидетельствуют о высокой динамической нагруженности трансмиссий, ограничивающей долговечность деталей, в частности, металлокерамических дисков (МКД) фрикционных элементов управления переключением передач (рис. 1). Анализ характерных повреждений фрикционных элементов показал, что

разрушения происходят вследствие износа и коробления дисков. Нами рассмотрен новый вид разрушения — разрыв дисков, который наблюдается на проектируемых ГМТ, а также в конструкциях мирового лидера фирмы Allison.

Выполненным в Институте физики металлов УрО РАН металлографическим анализом разрушившегося диска установлено, что трещины имеют характер тонких извилистых линий, изломы — темные, с сильно притертыми краями, разной степенью окисления поверхностей излома, что свидетельствует о постепенном разрушении за ограниченное время опытной эксплуатации, т.е. образование трещин носит усталостный характер. В связи с этим выдвигается гипотеза о разрушении МКД вследствие возникновения высокочастотных колебаний, вызванных близким совпадением собственной частоты с возмущающей в процессе функционирования.

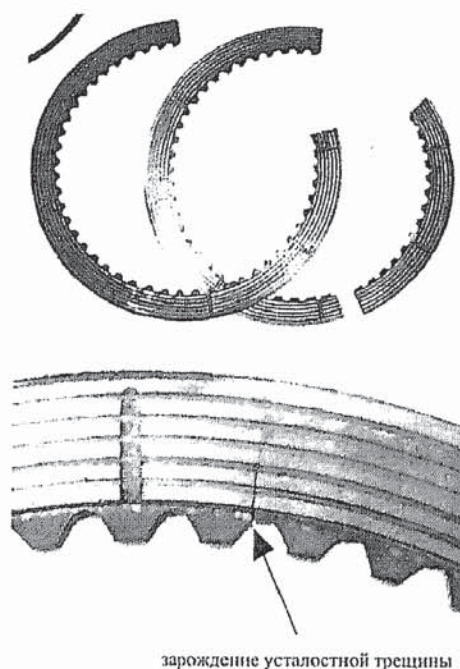


Рис. 1. Характерные разрушения МКД.

Проведенными экспериментальными исследованиями установлено, что высокочастотные колебания наблюдаются при нейтрали в трансмиссии и при движении на 5, 6-ой передачах с разблокированным гидротрансформатором (ГТ) и частоте вращения вала двигателя более 2050 об/мин. Амплитуда колебания в вертикальной и горизонтальной плоскостях составляют $1,0 \dots 1,5 \text{ g}$ ($9,8 \dots 15,0 \text{ м/с}^2$). Как следует из характера спектральной плотности процесса (рис. 2), основные колебания сосредоточены в диапазоне частот $700 \dots 730 \text{ Гц}$. Это происходит при работе гидротрансформатора (ГТ) в режиме гидромуфты при незначительном, $10 \dots 15\%$, проскальзывании турбины относительно насоса. Момент двигателя, дотрансформаторная зона, а так же зубчатые передачи не содержат гармоник столь высокого порядка. В связи с этим выдвигается гипотеза о проявлении нового, не исследованного ранее динамического явления — возбуждения резонансных колебаний гидротрансформатором.

Гипотеза подтверждается характером спектральной плотности: при блокировке ГТ она является «белым» шумом, т.е. колебания происходят в широком спектре частот, без резонансов.

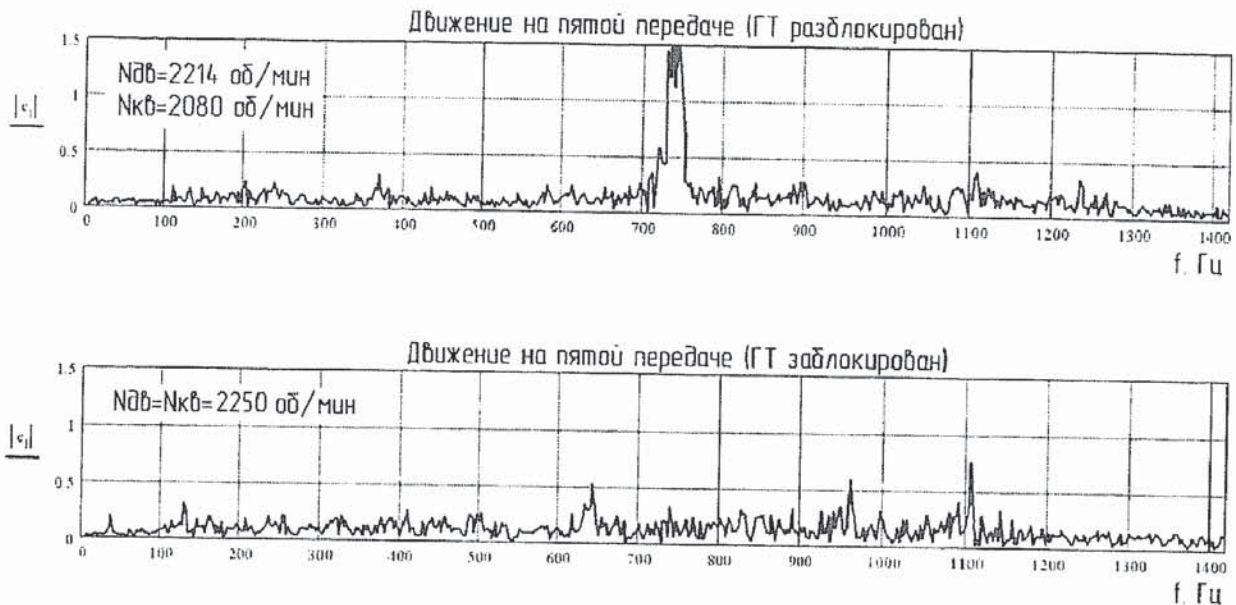


Рис. 2. Спектральная плотность виброускорений при движении на пятой передаче

В ходе дальнейших исследований выявлено, что одна из собственных частот разрушающегося металлокерамического диска равна 703 Гц. Таким образом, при проектировании ГМТ представляется важным умение правильно оценить возмущающие свойства гидротрансформатора и частотные характеристики МКД фрикционных элементов трансмиссии для решения задачи вывода резонансных режимов за пределы рабочего диапазона.

С этой целью изучены гидродинамические процессы в межлопаточном пространстве гидротрансформатора для режима работы, предшествующего переходу на режим гидромукты (когда наблюдаются наибольшие виброускорения на корпусе трансмиссии в приведенном выше диапазоне частот).

На основе имитации гидродинамических потоков в межлопаточном пространстве при относительном движении рабочих колес широко применяемого и энергоемкого гидротрансформатора ГТК-ХV с числом лопаток рабочих колес насосного $k_{II} = 28$, турбинного $k_B = 22$ установлено, что в переходе насос-турбина при относительном проскальзывании 30...200 об/мин происходит одновременное взаимодействие двух пар лопаток насосного и турбинного колес. При этом формируются гидродинамические импульсы с частотой 703 Гц (рис. 3, а), что соответствует частоте колебаний, фиксируемых в ходе экспериментальных исследований ГМТ (700-730 Гц). Кроме того, моделирование серии гидродинамических импульсов в виде усеченной косинусоиды с частотой проскальзывания менее 136 об/мин и спектральный анализ выявили наличие гармонических составляющих высшего порядка, попадающих в диапазон резонансного режима. С целью определения путей отстройки возмущения от собственной частоты диска выполнен расчет импульсов в переходе насос-турбина с уменьшенным числом лопаток $k_{II} = 27$. В этом случае происходит дробление парных импульсов и соответственно повышение частоты возмущения почти в 2 раза при одновременном снижении его амплитуды (рис. 3, б). Таким образом, приведенный результат может быть использован при выборе числа лопаток колес в проектном расчете. Исключение условий работы гидротрансформатора, при которых он является генератором колебаний, возможно также при соответствующем управлении блокировкой, синтезом динамического гасителя колебаний турбины, настроенного на резонансную частоту. При

монтаже МКД на эпициклические шестерни планетарного ряда эффективно противофазное гашение, реализуемое при двухпоточном подводе мощности – через водило и солнечную шестерню.

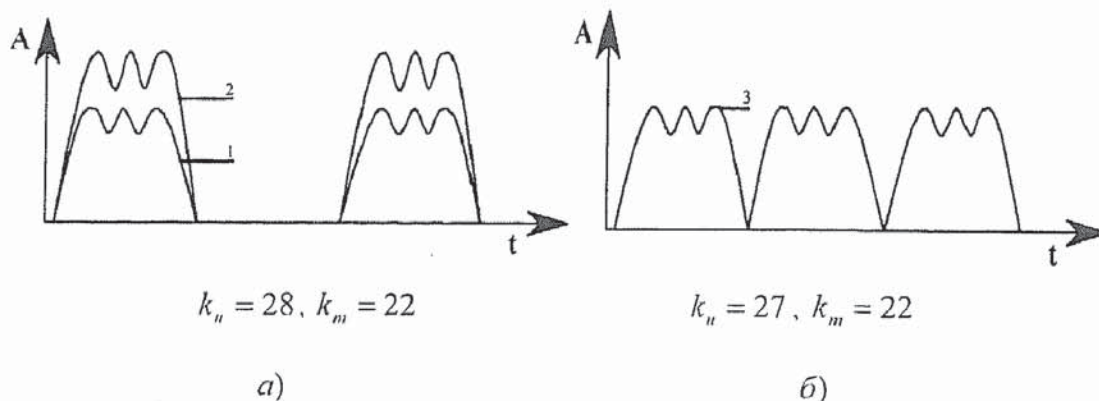


Рис. 3. Формы импульсов формируемых ГТ: 1 — одиночный импульс; 2 — парный импульс; 3 — импульс, формируемый ГТ при $k_u = 27, k_m = 22$

Для подтверждения гипотезы о разрушении МКД вследствие возникновения высокочастотных колебаний, вызванных близким совпадением собственной частоты с возмущением от ГТ, необходимо располагать достоверным методом определения собственных частот МКД.

Собственные частоты МКД определяются следующим образом. Конструктивно МКД, массово применяемые во фрикционных элементах ГМТ, выполняются из стального кольца (сталь 65Г) с моментом инерции прямоугольного сечения ($J = bh^3/12$), с зубчатым венцом внутреннего зацепления и с фрикционными металлокерамическими накладками (МК-5), припекаемыми к омедненным поверхностям стального кольца при температуре 750 °С через адгезионный слой. Аналитически определить собственные частоты МКД из-за различия физико-механических свойств материалов представляет определенные трудности. В связи с этим аналитически определяется собственная частота стального кольца с приведенной погонной массой m_0 и модулем упругости второго рода E . Влияние зубчатого венца и металлокерамических накладок определяется экспериментально.

Собственная частота кольца определяется в соответствии с волновой теорией и базируется на исследованиях С.П. Тимошенко [1], Н.Г. Сурьянинова [2], П. Пфейфера [3], Дж. П. Ден-Гартога [4] и др.

Конструкция стального кольца соответствует основным допущениям, принимаемым при исследованиях круговых колец [1,2]. Кольцо рассматривается как круговой брус ограниченной кривизны R^{-1} постоянного сечения.

Колебания кругового кольца в соответствии с волновой теорией, независимо от методов, предлагаемых различными авторами, приводятся к системе гиперболических дифференциальных уравнений в частных производных [3], которые при рассмотрении колебаний изгиба в плоскости кольца, исключении части координат сводятся к дифференциальному уравнению шестого порядка, описывающему касательные перемещения x_2 сечения кольца, определяемого угловой координатой φ [2]:

$$\frac{\partial^6 x_2}{\partial \varphi^6} + 2 \frac{\partial^4 x_2}{\partial \varphi^4} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{m_0 R^4}{EI} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} - x_2 \right) = 0. \quad (1)$$

Решение уравнения движения ищется в виде радиальных x_1 и касательных x_2 перемещений

$$x_1 = U_1(\varphi) \cos \omega t; \quad x_2 = U_2(\varphi) \sin \omega t.$$

При этом для U_2 получается обыкновенное дифференциальное уравнение

$$\frac{d^6 U_2}{d\varphi^6} + 2 \frac{d^4 U_2}{d\varphi^4} + \frac{d^2 U_2}{d\varphi^2} - \frac{m_0 R^4 \omega^2}{EI} \left(\frac{d^2 U_2}{d\varphi^2} - U_2 \right) = 0,$$

$$U_1 = -\frac{dU_2}{d\varphi}. \quad (2)$$

Согласно общим правилам решения дифференциальных уравнений, следует найти общее решение уравнения (2), включающее шесть постоянных, и подчинить его граничным условиям. Равенство нулю определителя системы, выражающей граничные условия, приводит к частотному уравнению.

Для замкнутого кольца граничные условия заменяются условиями периодичности, которые выполняются, если принять

$$U_1 = K \sin K\varphi; \quad U_2 = \cos K\varphi. \quad (3)$$

Подставляя (3) в (2), устанавливаем, что последнее удовлетворяется тождественно, если частота ω равна:

$$\omega = \omega_k = \frac{K(K^2 - 1)}{\sqrt{K^2 + 1}} \sqrt{\frac{EI}{m_0 R^4}}, \quad (4)$$

где K — целое число, определяющее количество волн, укладываемых на длине кольца $2\pi R$ ($K = 1, 2, \dots, N$).

В зависимости от значения параметров K изменяется форма колебаний в плоскости кольца: $K = 1$ соответствует нулевая частота, так как при $K = 1$ формула (4) описывает смещение кольца как жесткого тела; при $K = 2$ диск принимает форму эллипса, собственная частота составляет 703 Гц; при $K = 3$ диск принимает форму треугольника, а собственная частота составляет 1914 Гц.

Этот вывод подтвержден точным решением системы дифференциальных уравнений в частных производных (численным моделированием), формы и частоты колебаний определены в пакете Unitgrafiks, основанном на методе конечных элементов (рис. 4).

Из приведенного следует, что при определенных параметрах конструкции МКД форма колебаний и собственная частота определяются параметром K . Для оценки корректности принятых допущений при определении собственных частот и форм колебаний партий МКД разрабатывается метод неразрушающего контроля, основанный на определении частотных характеристик при звуковом облучении исследуемых дисков.

Для реализации этого метода разработана экспериментальная установка в составе: 1 — регистратор-спектроанализатор; 2 — усилитель звуковой частоты (10...10000 Гц); 3 — излучатель акустического сигнала; 4 — металлокерамический диск (объект исследования); 5 — генератор звуковой частоты (10...10000 Гц); 6 — аналого-цифровой преобразователь (L-Card E-440); 7 — пьезоакселерометр ADXL105 (рис. 5).

Для определения собственных частот исследуемый диск облучается звуковой волной. Важной особенностью установки является способность спектроанализатора в режиме реального времени на основе реализации алгоритма прямого преобразования Фурье

оп-

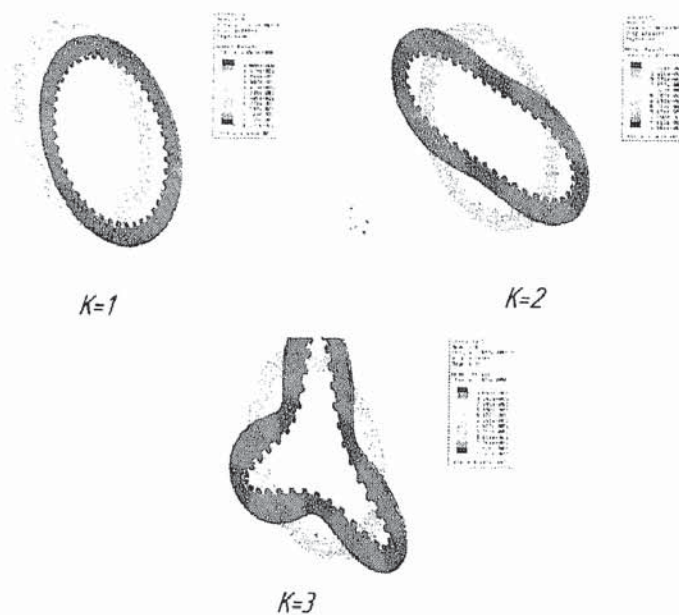


Рис. 4. Формы колебаний металлокерамического диска

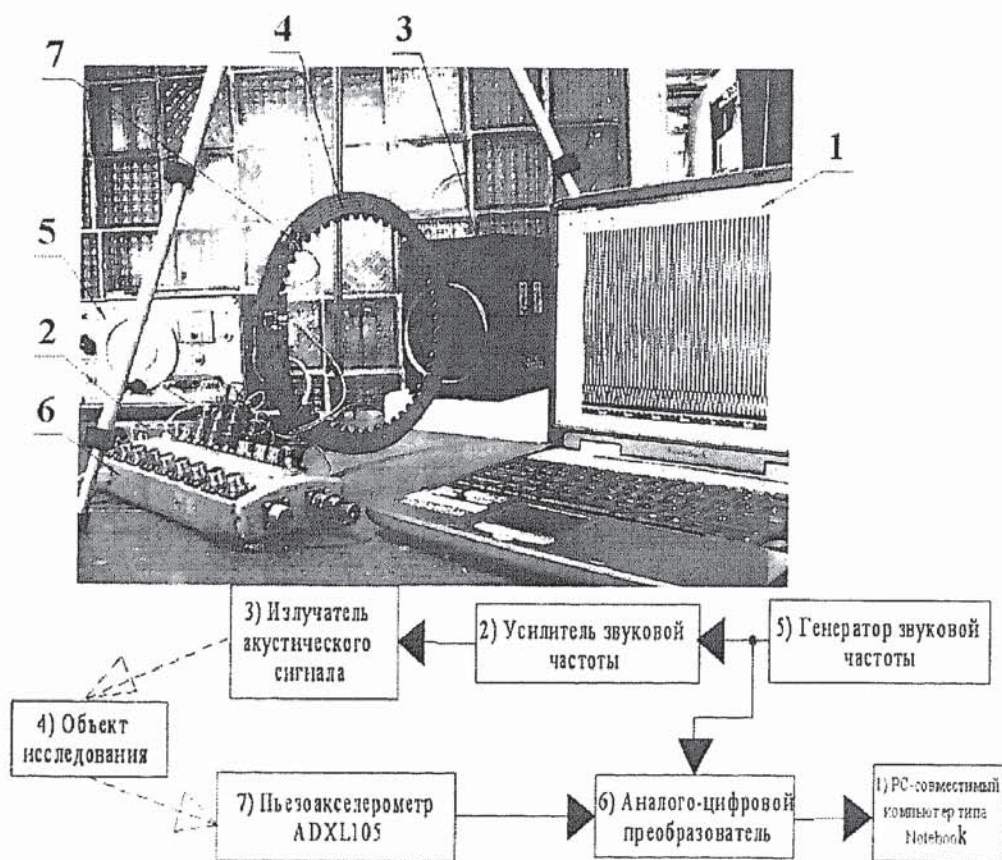


Рис. 5. Установка для экспериментального определения собственных частот металлокерамического диска

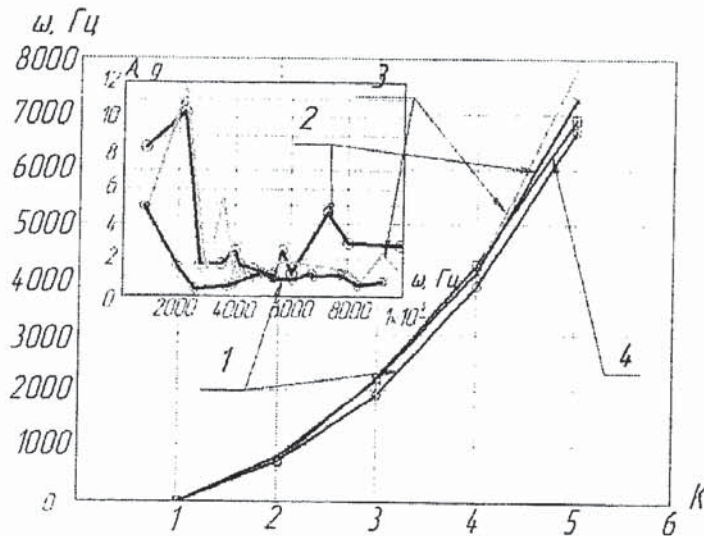


Рис. 6. Зависимость собственной частоты от параметра K и спектральная плотность колебаний дисков: 1 — МКД; 2 — металлическая основа МКД; 3 — идеальное металлическое кольцо; 4 — расчётные частоты

ределять параметры реакции: частоты, фазы и амплитуды гармонических составляющих регистрируемого сигнала. Работа установки возможна в двух режимах: полигармонического и моногармонического возмущений. Первый режим заключается в определении собственных частот на основе спектрального анализа затухающих колебаний диска после придания ему начального возмущения в виде кратковременного импульса. Второй режим предполагает облучение диска моногармоническим возмущением, генерируемым тональным генератором в звуковом диапазоне частот. Собственные частоты диска определяются в режиме вынужденных колебаний при плавном изменении задающей частоты генератора от 0 до 10000 Гц.

Адекватность результатов теоретического и экспериментального исследований оценивается по сравнению спектра собственных частот (рис. 6) стального кольца (график 1), кольца с зубчатым венцом (график 2) и МКД (график 3). Наличие зубчатого венца существенно влияет на значение собственных частот. Металлокерамические фрикционные накладки на спектр частот не влияют, но повышают диссипативные свойства упругой системы, уменьшая амплитуды колебаний с 1,8 до 1,1 g на резонансной частоте (703 Гц). Формы колебаний (число узловых точек) также соответствуют расчетным (рис. 7).

Адекватность результатов теоретического и экспериментального исследований позволяет прогнозировать возможность возникновения резонансных режимов функционирования МКД фрикционных элементов ГМТ, существенно уточнить методику проектного расчета, а также решать обратную задачу по исключению резонансных режимов. Возможность варьирования значений собственных частот МКД определяется на основе анализа уравнения (4). Физико-механические свойства для данных материалов МКД стабильны, а варьирование геометрическими параметрами ограничено условиями компоновки ФЭ в картере ГМТ и унификации. Эффективным путем варьирования собственной частоты является «разрушение» кратности числа волн, укладываемых на длину диска, т.е. параметром K , определяющим форму колебания. Например, выполнением радиальных надрезов (рис. 8).

При этом спектр собственных частот существенно изменяется: при двух парах надрезов частота (703 Гц) перестает быть доминирующей, так как амплитуда спектральной плотности снижается на 60 %. Максимальное значение амплитуды смещается в сторо-

ну более низких значений частот. Аналогичный процесс наблюдается при шести парах надрезов. Размеры надрезов выбираются из условия сохранения прочности МКД при действии центробежных сил. Кроме того диск не должен терять упругую устойчивость, когда скорость распространения волны по диску становится равной скорости вращения. Некоторое гашение колебаний может быть достигнуто созданием конусообразной или гофрированной формы стальных дисков, работающих в паре с МКД.

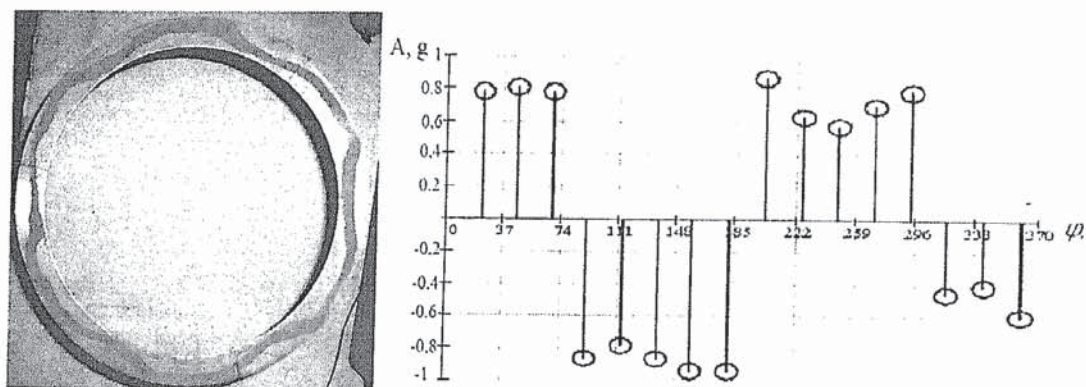


Рис. 7. Форма колебаний МКД при $K = 5$ и зависимость амплитуды колебаний от угла положения датчика на поверхности диска при $K = 2$



Рис. 8. Металлокерамические диски с радиальными надрезами

Условием возникновения резонансных режимов во фрикционных элементах ГМТ с гидротрансформатором ГТК-ХУ является: частота вращения вала двигателя более 2050 об/мин, собственные частоты МКД в диапазоне 700-730 Гц, движение с разблокированным ГТ на режимах, близких к режиму гидромукты, отсутствие в кинематической схеме противофазного гашения колебаний.

В соответствии с приведенными условиями выполнен прогноз и установлена вероятность возникновения резонансных режимов в проектируемых для широкого спектра машин перспективных 6-ступенчатых ГМТ с тремя степенями свободы на прямой передаче, а также во фрикционных элементах управления отдельных передач, серийно выпускаемых 4-ступенчатых ГМТ. Последнее подтверждено эксплуатацией и соответствующим анализом разрушений ФЭ.

Выводы

Основной причиной разрушения МКД является совпадение собственной частоты диска с частотой колебаний, возбуждаемых гидротрансформатором. Исключение резонансных режимов может быть достигнуто повышением частоты и уменьшением амплитуды колебаний, возбуждаемых гидродинамическими процессами в межлопаточных пространствах ГТ, выбором числа лопаток рабочих колес, корректировкой программы управления блокировкой ГТ, исключающей режим, при котором возможны высокочастотные колебания, синтезом гасителя колебаний турбины, противофазным гашением.

Вывод резонансных режимов за пределы рабочего диапазона возможен корректировкой спектра собственных частот МКД, созданием специальной формы дисков.

В условиях производственных ограничений возможности варьирования параметров конструкции, исключающих резонансные режимы, необходимая долговечность МКД обеспечивается введением технологических мероприятий по снижению концентрации напряжений у основания зубьев и повышению несущей способности путем пластической деформации до 15 %, а так же повышением поверхностной твердости у основания зуба на основе нанотехнологий (лазерное насыщение карбидами тугоплавких металлов – WC, TiC и др.). Приведенный комплекс мероприятий позволяет повысить долговечность МКД в 10... 15 раз.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов, Ч. 1. — М.: Физматгиз, 1960. — 379 с.
2. Сурьянинов Н. Г. Теоретические основы динамики машин. — Изд-во Одесского ГПУ, 2000. — 302 с.
3. Пфейфер П. Колебания упругих тел. / Пер. с нем. под ред. А.И. Лурье. Изд. 2-е, стереотипное. — М.: Ком. Книга, 2006. — 152 с.
4. Ден-Гартог, Дж. П. Механические колебания / Дж.П.Ден-Гартог; М.: Гос. изд-во физ.-мат. Лит., 1960. — 580 с.