

УДК 621.431

В.Н. Никишин, В.С. Гольмаков, В.Р. Исякаев
 Камская государственная инженерно-экономическая академия – ИНЭКА,
 ОАО «КАМАЗ»,
 г. Набережные Челны

НОВЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ И ДОВОДКЕ ШЕСТЕРЁНЧАТЫХ ПРИВОДОВ ДИЗЕЛЕЙ КАМАЗ

Наибольшее распространение в автомобильных дизелях получили приводы на базе зубчатых передач и шлицевых соединений в первую очередь благодаря небольшим габаритам и возможности передачи высокой мощности по сравнению с цепными и зубчато-ремёнными приводами. В то же время зубчатые передачи обладают следующими недостатками:

- необходимостью обеспечения гарантированных зазоров в передачах с целью исключения заедания зубьев;
- небольшими размерами контактной площадки и вызванными этим высокими контактными давлениями;
- неравномерностью распределения нагрузки по длине зуба;
- циклическим характером изменения передаваемого крутящего момента и наличием ударных нагрузок;
- малым коэффициентом демпфирования колебаний и ударных нагрузок.

Опыт эксплуатации двигателей КАМАЗ показывает, что проблема надёжности приводов не может быть решена окончательно. С ростом форсировки двигателей проблема надёжности и долговечности приводов вновь актуализируется. По сравнению с базовым двига-

телем КАМАЗ-740 последующие двигатели КАМАЗ по мере ужесточения экологических требований имеют более высокие значения номинальной мощности двигателя при одновременном снижении частоты вращения коленчатого вала и увеличении давления впрыска топлива. Все три перечисленных фактора приводят к повышению:

- мощности и связанного с ней максимального крутящего момента, подводимого к колебательной системе;
- максимального давления сгорания (p_2), что увеличивает неравномерность крутящего момента;
- давления впрыска, что также увеличивает неравномерность передаваемого крутящего момента через привод.

Спроектированный для базового двигателя зубчатый привод ($m = 3$, $z_1 = 45$, $z_2 = 60$) газораспределительного механизма сохранил свою надёжность на двигателях Евро-1. При освоении двигателей Евро-2 зубчатый привод был усилен – для всех зацеплений применен модуль 4,5 мм. Для шестерни, установленной на коленчатом вале, как наиболее нагруженной, была применена сталь 15ХГ2ТА ГОСТ 4543-71 вместо стали 15ХФ ГОСТ 4543-71.

Дефекты серийного и модернизированного приводов возникли на

двигателях Евро-2 при их комплектации топливной аппаратурой (ТА) производства фирмы Бош (Германия). Данная ТА привела к увеличению динамических нагрузок на привод по сравнению с ТА ЯЗДА. Первоначально дефект проявлялся в виде разрушения вала привода ТНВД и элементов его крепления [1]. После усиления конструкции вала разрушения переместились на зубчатые передачи привода механизма газораспределения и топливного насоса. Дефекты имели вид усталостного выкрашивания зубьев. Причём очаги разрушения находились с обеих сторон зубьев, что свидетельствует о двустороннем ударном контакте зубьев, вызванном крутильными колебаниями. Дефекты наблюдались в 4 местах на шестерне коленчатого вала, которые расположены под углом 90° , что говорит о прямой зависимости дефекта с чередованием рабочих ходов на двигателе. Учитывая отсутствие дефектов на двигателях, укомплектованных ТА ЯЗДА, следует признать, что основной вклад в колебания зубчатого привода вносит ТНВД. Результаты торсиографирования вала привода ТНВД, выполненного по методике [2] на двигателе КАМАЗ 740.50-360, показали, что амплитуда его колебаний доходит до $0,6^\circ$ при частоте вращения коленчатого вала 2200 мин^{-1} (рис.1).

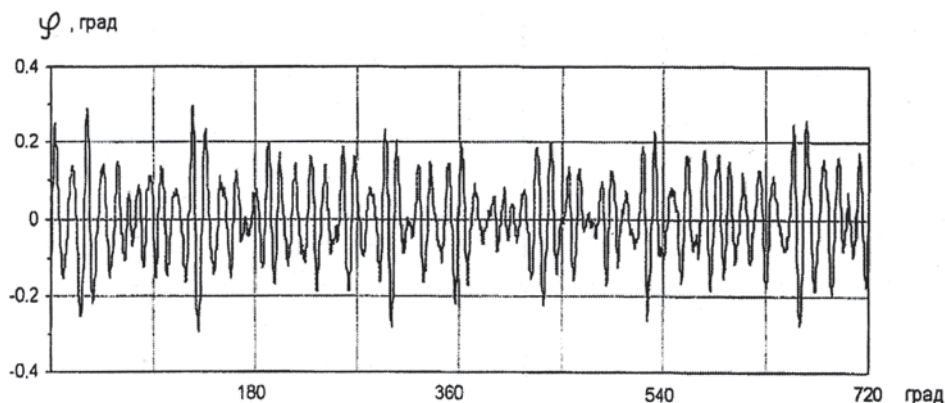


Рис. 1. Диаграмма углов закрутки вала привода двигателя 740.50-360

Тензометрирование вала привода ТНВД на другой модели двигателя (740.63-400 – Евро-3) показало, что передаваемый крутящий момент является знакопеременным, что приводит к разрыву кинематической цепи и ударам в зубчатых соединениях (рис. 2).

Металлографические исследования разрушенных шестерён выявили недостатки технологии изготовления зубьев – очагом разрушения явился уступ, образуемый при шлифовке боковых поверхностей зубьев при выходе шлифовального круга (диаметр впадин при этом не шлифуется, что позволяет сохранить упрочненный после дробеструйной обработки слой). Для устранения дефекта в зубчатой передаче с модулем 4,5 было принято решение ввести поднутрение на ножке зуба величиной 0,08 мм (после шлифовки), что исключило концентратор напряжения, имевшийся ранее.

На зубчатых передачах с модулем $m = 3$ введение поднутрения оказалось невозможным вследствие сложности изготовления специального зуборежущего инструмента. Для повышения прочности в данном случае были введены следующие улучшения:

- на шестерне коленчатого вала и промежуточной шестерне применена сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71 вместо 15ХФ ГОСТ 4543-71;
- применена плавная форма переходной кривой зуба;
- введена дробеструйная обработка диаметра впадин и переходной кривой.

Проведённые мероприятия позволили полностью исключить дефект. С целью исключения повторения дефекта на двигателях последующих семейств экологического класса Евро-3 и Евро-4 была проведена экспериментальная проверка по определению эффективности установки в привод ТНВД жидкостного демпфера крутильных колебаний. Место установки было выбрано с помощью проведенных экспериментальных исследований внутри картерного пространства двигателя – на валу привода ТНВД рядом с шестерней привода. Данное решение позволяет иметь узкий диапазон рабочих температур демпфера и эффективно отводить выделившуюся при гашении колебаний энергию. Место установки демпфера определило и его габариты – наружный диаметр 140 мм, ширина 50 мм, при которых эффективный момент инерции ($J_{\text{эфф}}$) демпфера составил 0,00839 кг·м². Для проведения испытаний было изготовлено три партии демпферов с различной вязкостью рабочей жидкости: 600 000, 300 000 и 50 000 сСт. В пределах партии у демпферов варьировались величины зазоров между корпусом и маховиком. Результаты показали, что демпферы с высокой вязкостью рабочей жидкости (600 000 сСт) являются неэффективными вне зависимости от величины зазора между маховиком демпфера и корпусом, так как вместо снижения приводят к увеличению амплитуды крутильных колебаний в первую очередь на номинальном

режиме работы двигателе. То есть в данном случае можно предположить, что вязкость рабочей жидкости настолько велика, что корпус демпфера движется с маховиком как одно целое. Увеличение момента инерции зубчатого колеса (за счёт присоединения дополнительной массы) приводит к значительному увеличению силы удара. Одним из способов снижения нагрузок, как было показано в работе [3], является уменьшение момента инерции зубчатых колес. Демпферы с вязкостью рабочей жидкости 300000 сСт показали среднюю эффективность, наибольшая была получена с демпфером, имеющим вязкость жидкости 50 000 сСт. При его установке на двигатель амплитуды крутильных колебаний снизились в 1,4–4,1 раза. На примере двигателя 740.63–400 (см. рис. 2 и 3) видно, что изменение в основном выражается в уменьшении отрицательных значений крутящего момента с 160 до 100 Нм.

Проблемы надёжности приводов возникли и на втором крупнейшем производителе автомобильных дизелей в РФ – Ярославском моторном заводе – по мере развития и освоения европейских экологических требований. В качестве предупреждающих мероприятий конструкторами предложена замена материала зубчатых колес и оптимизация параметров химико-термической обработки зубьев [4]. То есть решения, принятые ярославскими конструкторами, практически идентичны решениям, внедрённым на КАМАЗе, и направлены на повышение прочностных показателей зубчатых колес за счет применения материалов с улучшенными свойствами и совершенствования параметров упрочненного слоя.

Как показывает анализ работ по повышению надёжности зубчатых приводов двигателя, проведенных на отечественных двигателестроительных предприятиях, основное внимание уделяется экспериментальным методам – определению амплитуды колебаний, действующих напряжений, величин износа, надёжности при перегрузке. В качестве корректирующих мер в этом случае используются решения, влияющие на повышение прочностных характеристик (замена материала

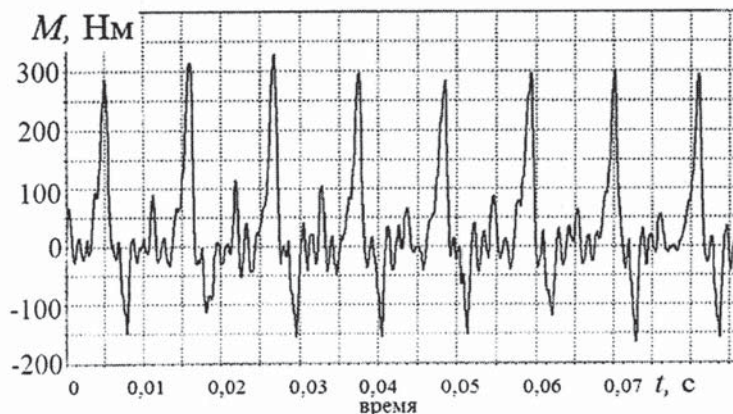


Рис. 2. Временная диаграмма изменения крутящего момента на валу привода ТНВД двигателя 740.63-400 на режиме 1400 мин⁻¹

и термообработки зубчатых колес), снижение удельных нагрузок за счет увеличения модуля зацепления, увеличение ширины зацепления или демпфирования колебаний за счет введения в колебательную систему дополнительного демпфера. Однако данный подход позволяет решать лишь текущую задачу, причем решение ничего не говорит разработчику о достаточности достигнутых результатов, а также потребуются ли дополнительные мероприятия для последующих моделей двигателей, обладающих еще большей форсировкой. Более того, перечисленные методы решения проблемы надежности приводов практически исчерпали себя, достигнув своего предела на уже выпускаемой продукции. Применение же новых решений невозможно без внедрения новых методов исследования проблем надежности приводов, которые могли бы дать качественно новую картину происходящих в приводе процессов. Тогда, воздействуя на входные данные и параметры передачи, можно определять их влияние на действующие в передаче нагрузки и тем самым подбирать решения, нейтрализующие влияние источников колебаний на зубчатый привод.

В данном случае представляется наиболее рациональным использование расчета математической модели, включающей:

- крутильную схему коленчатого вала и приводимых от него агрегатов и механизмов;
- зубчатые приводы с учетом размыкания кинематической цепи, переменной жесткости передачи

за счет однопарного и двухпарного зацеплений и перемещения контактной линии по высоте зуба;

- радиальные перемещения зубчатых колес в пределах имеющихся зазоров в подшипниках, которые в предельных случаях при наличии износов могут достигать значительных величин ($\pm 0,1$ мм);

– математическую модель демпфирующих элементов;

- внешние источники возбуждения и демпфирования колебаний (газовые силы в цилиндре двигателя, топливный насос, силы трения).

Аналитическое решение виртуальной математической модели представляется неоправданно трудоемким или же потребует введения значительного числа допущений, в связи с чем основное внимание при расчете зубчатых приводов следует уделить численным методам. Описанная математическая модель позволяет:

– оценить влияние зазоров, момента инерции зубчатых колес и других масс крутильной схемы на амплитуды колебаний и действующие нагрузки;

– определить наиболее эффективное место установки демпфера и его характеристики;

– подобрать параметры зубчатого зацепления.

Достигнутый уровень форсировки двигателей и требований по ресурсу автомобильной техники (1 млн км) не позволяет опираться только на экспериментальные методы и проводить доводку уже разработанных или поставленных на производство изделий и требует обеспечения надежности уже на этапе принятия конструкторских решений, что делает необходимым применение комплексных расчетов, учитывающих взаимное влияние процессов, происходящих в двигателе.

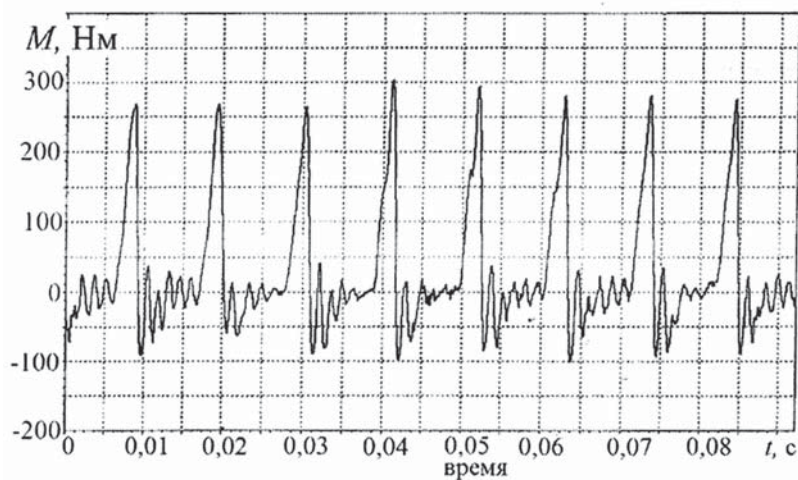


Рис. 3. Временная диаграмма изменения крутящего момента на валу привода ТНВД двигателя 740.63–400 на режиме 1400 мин^{-1} (с демпфером)

Библиографический список

1. Угловые колебания привода ТНВД новых форсированных двигателей КАМАЗ / В.С. Гольмаков, В.Н. Никишин, С.М. Леонов, А.П. Сосновский // Автомоб. пром-сть. 2012. № 1. С. 14–16.
2. Никишин В.Н. Формирование и обеспечение качества автомобильного дизеля. Ч. II. Набережные Челны: Изд-во Камск. гос. инж.-экон. акад., 2008. 175 с.
3. Никишин В.Н. Формирование и обеспечение качества автомобильного дизеля. Ч. I. Набережные Челны: Изд-во Камск. гос. инж.-экон. акад., 2006. 456 с.
4. Жуков А.А., Жуков В.А., Навоев А.П. Повышение надежности зубчатых колес привода агрегатов двигателей ЯМЗ // Автомоб. пром-сть. 2009. № 3. С. 32–34.