

УДК 621.01

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛА В ПРУЖИНАХ ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Григорьев А.Л.

Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"

Король С.А., Дерябенко А.И.

Кременчугский государственный политехнический университет

Введение. Внутреннее трение, помимо демпфирования колебаний, приводит к выделению тепла и, как следствие, нагреву пружины по всей её длине. Важно отметить, что если обеспечить хороший теплоотвод от опор пружины, то выделение тепла, связанное с граничным трением, никак не повлияет на характер и величину нагрева её внутренних витков. В результате мы получаем возможность оценить величину коэффициента внутреннего трения, используя для этого другие физические соображения.

Цель исследования. Получить экспериментальное обоснование теоретических исследований по определению изменения уровня температуры (нагрева) пружины форсунки дизеля ЯМЗ-238 на установившемся режиме работы. Сравнить результаты эксперимента с теми, которые были получены программным комплексом, построенным на основе теоретических исследований [1,2].

Стенд и регистрирующая аппаратура. Для запланированного эксперимента использовался стенд СДТА-2, секция топливного насоса и опытный образец форсунки дизеля ЯМЗ-238. В верхней части корпуса форсунки выполнена фрезеровка, которая позволила подсоединять к виткам пружины термодатчики и в оперативном режиме производить замеры температуры. В эксперименте использовалась термопара, входящая в комплект электронного термометра DT 830B Digital Multiveter. Вся аппаратура прошла необходимую метрологическую поверку и соответствовала её требованиям.

Для обеспечения хорошего теплоотвода опытный образец форсунки был дооснащён устройствами, изображёнными на рис.1. В ёмкости 9 и баке - охладителя (на схеме не показан) помещалось дизельное топливо в объёмах, достаточном для того, чтобы в течение всего эксперимента его температура повышалась не более чем на 1°C . Фактически, в ёмкости 1 помещалось 0.5 л жидкости, а в зазоре между корпусом и штангой постоянная температура поддерживалась за счёт использования проточной схемы. Потребность в интенсивном охлаждении нижней опоры пружины была выявлена на начальной фазе эксперимента и объясняется необходимостью отвода тепла не только от самой пружины, но от распылителя и нагнетательного трубопровода форсунки.

Порядок проведения и результаты исследования. Замер тепловыделения проводился на установившемся режиме работы топливного насоса,

соответствующем режиму максимального крутящего момента дизеля. На время измерения температуры выполнялась кратковременная остановка стенда. Замер температуры производился через каждые 3 минуты в среднем сечении пружины и 3 контрольных точках на корпусе форсунки. Ход изменения температурных кривых показан в таблице и на рис.2.

На рис.2 пунктиром и на рис.3 показаны расчётные кривые изменения температуры для исследуемой пружины, полученные при значении декремента внутреннего трения $d_T = 0.03$.

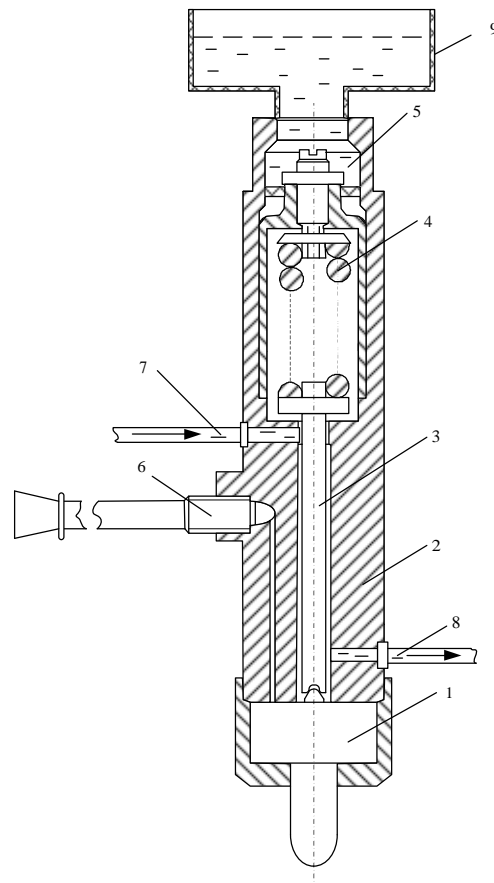


Рисунок 1 – Схема экспериментального образца форсунки: 1- распылитель; 2- корпус; 3-штанга; 4- пружина; 5- полость охладителя; 6- трубопровод; 7,8- штуцера с охлаждающим топливом; 9- ёмкость для охлаждающего топлива

Таблиця 1 –
Изменение температуры пружины форсунки на режиме максимального крутящего момента двигателя ЯМЗ-238

Элемент форсунки	Температура нагрева (град.) в зависимости от времени работы, мин.						
	0	2	5	7	10	12	15
Средний виток пружины	16	18	20	21	22	23	24
Корпус форсунки	16	17	18	19	21	21	21
Верхняя опора пружины	16	16	16	16	16	17	17
Нижняя опора пружины	16	16	17	18	18	18	18
Трубопровод	16	18	19	21	22	23	24

Диссипация энергии при колебаниях форсуночной пружины. Все рабочие режимы форсуночных пружин являются нерезонансными, поэтому выделение тепла, связанное с колебаниями их витков, подчиняется закономерности, проиллюстрированной графиками, представленными на рис.4.

Результаты экспериментального и расчётного исследования пружины серийно выпускаемой форсунки дизеля ЯМЗ-238 свидетельствовали о незначительном нагреве этой пружины при её работе на режиме максимального крутящего момента дизеля.

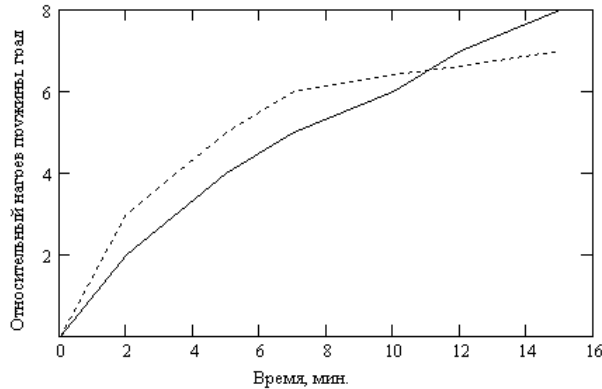


Рисунок 2 – Расчетные (пунктир) и экспериментальные (сплошная линия) данные по нагреву пружины форсунки дизеля ЯМЗ-238 на режиме максимального крутящего момента

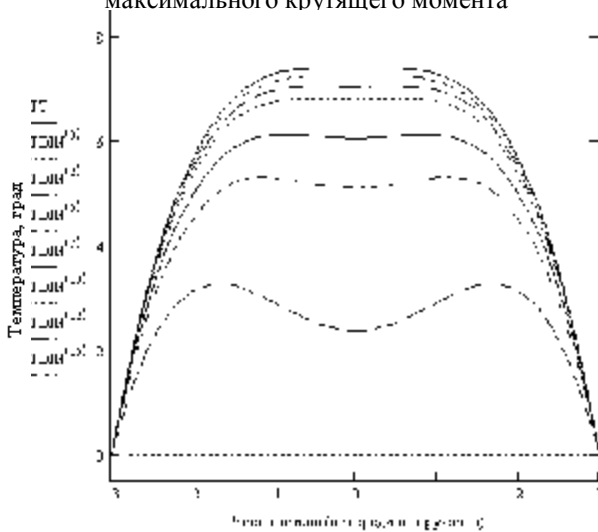


Рисунок 3 – Расчет закона выделения тепла для пружины форсунки дизеля ЯМЗ-238 на режиме максимального крутящего момента (индексы соответствуют времени работы, мин.)
На номинальном режиме эта температура в 1.5

раза больше указанной, но и она не может оказать отрицательного влияния на работоспособность узла. Для серийной форсунки дизеля СМД-31 максимальная температура нагрева пружины составила 30° (рис.5), что с учётом надёжно организованного охлаждения за счёт просочившегося топлива также не создаёт технических проблем.

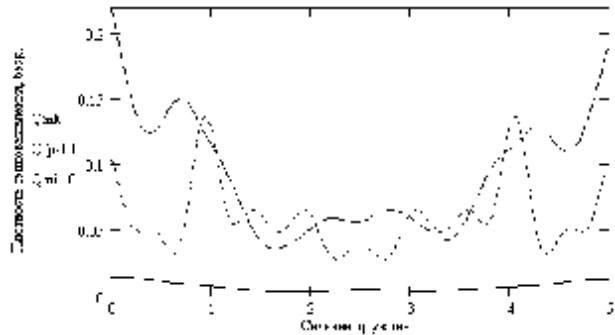


Рисунок 4 – Формы плотности тепловыделения для деформации кручения, сдвига и изгиба нерезонансных режимах работы пружины

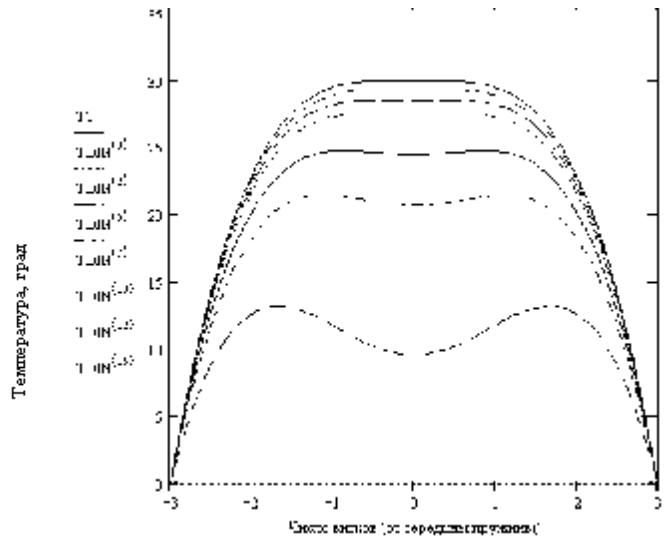


Рисунок 5 – Динамика нагрева пружины форсунки на резонансном режиме работы топливного насоса дизеля СМД-31 (частота вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$)

Однако, при переходе к современным форсированным дизелям ситуация изменяется. На рис.6 приведены расчётные данные, свидетельствующие о разогреве форсуночной пружины дизеля ДТНА на 50° что может существенно повлиять на харак-

теристики пружини. Заметим, что в некоторых экспериментальных образцах форсунок дизеля ДТНА сброс просочившегося топлива не предусматривается, что снижает эффективность охлаждения. Поэтому при проектировании таких форсунок необходимо учитывать разогрев пружины, связанный с колебаниями её витков.

Диссипация энергии и нагрев плунжерной пружины. Пружина плунжера, в отличие от форсуночной и клапанной, не имеет эффективного жидкостного охлаждения, поэтому при её проектировании необходимо учитывать возможность чрезмерного разогрева, который приведёт к частичной потере упругости. Мощность теплового потока, выделяемого резонирующей пружиной, невелика и составляет 0.1 ... 0.3 Вт, но, если нет хорошего теплоотвода в окружающую среду, то такая пружина может разогреться до температуры 80°С и более. На нерезонансных режимах количество выделяемого тепла уменьшается в 5 и более раз (рис.7).

Заметим, что разогрев плунжерной пружины до её максимальной температуры происходит очень медленно (рис.6), поэтому кратковременная работа на резонансном режиме не приводит к заметному увеличению её температуры. Однако, среди рабочих режимов дизеля есть такие, на которых он работает длительное время (напр., номинальный режим при испытаниях двигателя или режим максимального крутящего момента при его эксплуатации).

Кроме того, на резонансных режимах, где высока амплитуда колебаний, могут иметь место соударения рабочих и опорных витков, что резко повышает мощность тепловыделения. Поэтому при проектировании насосов распределительного типа следует учитывать указанные факторы и исключить возможность длительной работы аппаратуры на опасных резонансных режимах.

Одной из причин высокого уровня вибрации плунжерных пружин являются мягкие удары (скачки ускорения), возникающие при сопряжении дуговых участков профиля кулачка. Отказаться от мягких ударов невозможно – это уменьшит скорости нагнетания топлива плунжером. Однако уровень вибрации можно снизить путём перехода к несимметричным кулачкам и специального проектирования участка опускания толкателя [3]. Частичное решение проблемы даёт профилирование этого участка дугой одного радиуса. При динамическом анализе плунжерных пружин необходимо учитывать податливость и колебания кулачкового привода [4]; численно-аналитическое решение, предложенное в [2] как нельзя лучше приспособлено для этого.

Выводы. Расчётное значение максимальной температуры практически совпало с определённым в эксперименте (относительная погрешность составила 95%). Теоретические предпосылки, положенные в основу метода расчёта трения в пружинах дизельной топливной аппаратуры, получили дополнительное экспериментальное обоснование. Полученные результаты позволяют с уверенностью говорить о необходимости учета трения при проектировании пружин, используемых в ответственных узлах механизмов.

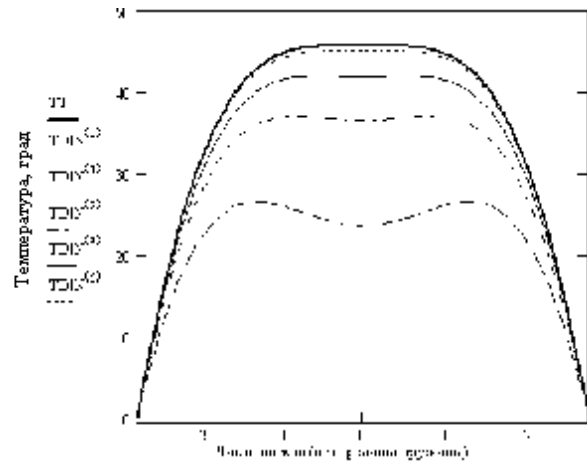


Рисунок 6 – Расчет закона выделения тепла для пружины форсунки дизеля ДТНА на номинальном режиме его работы

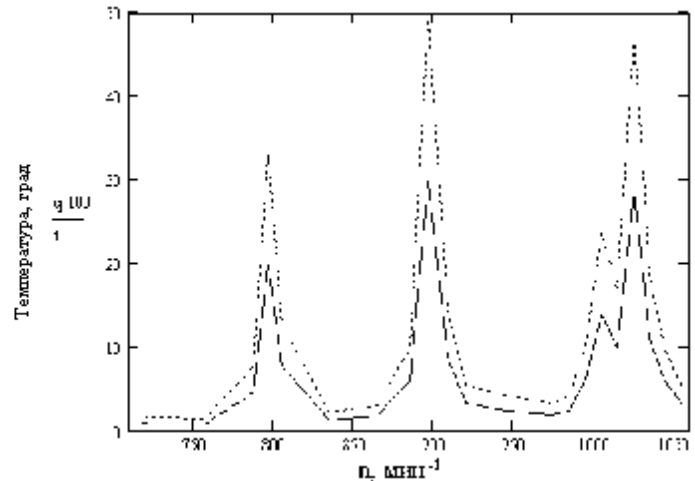


Рисунок 7 – Основные частоты продольных колебаний пружины

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев А.Л., Вештак И.А., Дериенко А.И. Влияние трения на колебания цилиндрических пружин топливной системы дизеля // Вісник НТУ "ХПІ". - Харків, 2003.-Вып.8.-Т.1.-С.134-145.
2. Григорьев А.Л., Король С.А., Дериенко А.И. Динамический анализ цилиндрических пружин дизельной топливной аппаратуры // Научный журнал "Двигатели внутреннего сгорания", - Харьков, 2005. - № 1 -С. 90-99
3. Григорьев А.Л., Вештак И.А., Иванова В.Н. Оптимальное профилирование участка опускания толкателя на кулачке топливного насоса дизеля // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000.- Вып.95.-С.3-11.
4. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей.– М: Легион-Автодата, 2004.–344с.

Статья поступила 01.03.06
Рекомендовано к печати д.т.н., проф.
Драгобецким В.В.