

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОБОБЩЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВС НА ОСНОВЕ ВАРИАТИВНОГО ПРЕДСТАВЛЕНИЯ КЛАПАННЫХ ПРУЖИН

А.В. Васильев, д.т.н, проф., Н.Н. Федоров  
Волгоградский государственный технический университет

Представлена методика уточненной оценки нагруженности МГР на примере двигателя ВАЗ, реализованная с помощью разработанной математической модели исследования динамики клапанного привода. Также приведена методика экспериментального исследования колебаний витков клапанных пружин, реализованная посредством высокоскоростной киносъемки.

В современных двигателях наличие упругих, деформируемых звеньев в клапанном приводе способствует возникновению в нем колебательных процессов. Переменный характер нагружения, возникающие напряжения сжатия, растяжения, изгиба и кручения в системе снижают надежность деталей. Динамика клапанного привода сильно зависит от жесткости и демпфирующих свойств деталей привода и точек их контакта и сопряжения. Этот эффект наиболее заметен в клапанной пружине, которая является звеном с наименьшей жесткостью и наименьшей собственной частотой колебаний (по сравнению с другими деталями клапанного привода).

При резонансных (по отношению к частотам вращения распределительного вала) режимах работы в клапанной пружине возникают скачки напряжений, которые сказываются не только на напряженном состоянии самой пружины, но и могут стать причиной неудовлетворительной работы всего клапанного привода.

В связи с этим представляется актуальной разработка универсальной математической модели для исследования динамики клапанного привода с учетом колебаний витков клапанных пружин, позволяющей наиболее точно описать происходящие в механизме газораспределения (МГР) процессы и оценить его нагруженность.

### Математическая модель

В основе разработанного метода моделирования динамики МГР лежит обобщенная математическая модель («Динамика»,  $D$ ), разработанная на кафедре «Автотракторные двигатели» ВолгГТУ. Расчет сил, действующих в МГР, и законов движения его деталей осуществляется на основе представления последних в виде дискретных масс, связанных безынерционными упругими

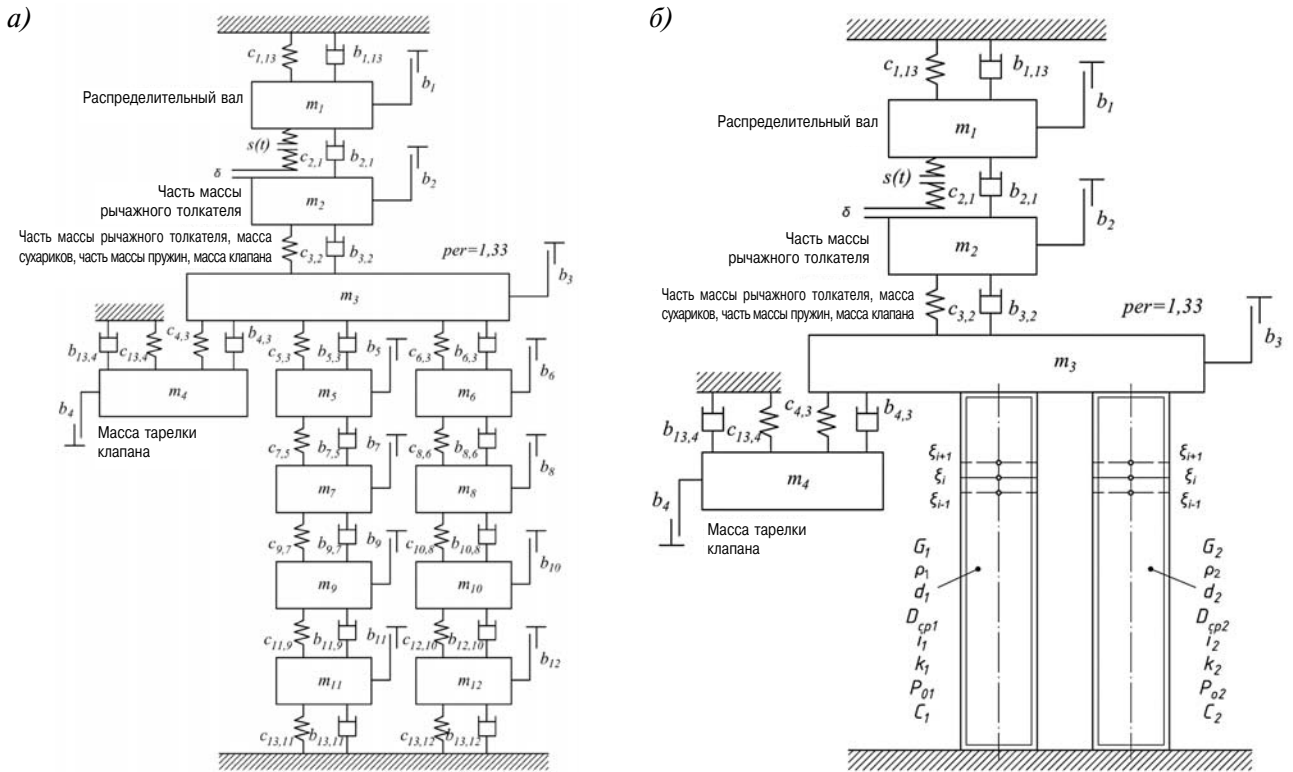
элементами, и численного решения системы дифференциальных уравнений, описывающих движение каждой массы [1].

В базовой динамической модели каждая клапанная пружина представлена цепочкой из шести сосредоточенных масс (одна масса пружины неподвижна, а другая отнесена к массе клапана), соединенных упругими связями (рис. 1, а). Разработанная математическая модель предусматривает возможность вариативного представления пружин. В дополнение к многомассовому подходу также реализовано представление клапанных пружин в виде эквивалентных стержней (сосредоточенные массы с распределенными параметрами), способных совершать продольные колебания (рис. 1, б). Допустимость такого представления следует из более точной теории расчета пружин, в которой винтовая пружина рассматривается как тонкий пространственный криволинейный брус. Преимущество такого подхода в том, что процесс распространения волн напряжений в материале клапанной пружины может быть рассмотрен с позиции основных форм колебаний, которые являются определяющими при оценке нагруженности МГР. Для моделирования этих колебаний продольными колебаниями стержня должно быть соблюдено равенство значений массы и продольной жесткости пружины соответствующим величинам стержня. Применение такой схемы, помимо уточнения закона движения клапана, дает возможность более точно оценивать нагруженность самих клапанных пружин [3].

Для расчета вибраций клапанных пружин и их влияния на динамику МГР была разработана программа в виде отдельного расчетного модуля (SPR), работающего совместно с базовой динамической моделью.

Действующие на клапан со стороны пружин усилия упругих деформаций определялись в ходе численного решения уравнения колебаний их витков [3, 5] с соответствующими начальными и граничными условиями внутри модуля SPR. Уравнение колебаний витков имеет вид

$$\frac{\partial^2 U(\xi; \varphi)}{\partial \varphi^2} + \frac{2\mu}{\omega} \frac{\partial U(\xi; \varphi)}{\partial \varphi} = \left(\frac{a}{\omega}\right)^2 \frac{\partial^2 U(\xi; \varphi)}{\partial \xi^2}, \quad (1)$$



**Рис. 1. Расчетные схемы для исследования динамики МГР:**

*a* — исходная динамическая модель (клапанные пружины представлены цепочкой дискретных масс); *б* — предлагаемая модель (клапанные пружины представлены в виде эквивалентных стержней)

где  $U$  — продольное смещение сечения эквивалентного стержня от положения статического равновесия, мм;  $\mu$  — коэффициент вязкого сопротивления (принимает значения в диапазоне 20–30, если не используется внешний пружинный демпфер);  $\xi$  — безразмерная длина (отношение расстояния сечения от начала рабочего участка пружины до рассматриваемого сечения к полной длине пружины);  $\varphi$  — угол поворота распределительного вала, рад;  $\omega$  — частота вращения распределительного вала, рад/с;  $a$  — относительная скорость распространения волн деформации по длине пружины,  $c^{-1}$ .

В качестве начальных удобно использовать нулевые начальные данные, т. е. в начале движения клапан закрыт и неподвижен, перемещения витков пружины равны нулю. Граничные условия: перемещение примыкающего к опоре витка равно нулю, а движение подвижного конца клапанной пружины определяется движением клапана.

В основу разработанной программы положен метод последовательных приближений, позволяющего исследовать динамику клапанной пружины на установившемся режиме. Расчет первого цикла начинался с положения статического равновесия витков. Начало отсчета по углу поворота распределительного вала соответствовало моменту начала подъема клапана при полностью

устраненном тепловом зазоре. Исходная переменная — перемещение сечений пружины  $U(\xi; \varphi)$  — определялась интегрированием величины относительных деформаций витков  $\eta(\xi; \varphi)$  вдоль приведенной длины пружины  $\xi$

$$(\xi; \varphi) = \left( \frac{\omega}{a} \right) \int_0^{\xi} \eta(\xi; \varphi_j) d\xi. \quad (2)$$

Расчет продолжается до тех пор, пока не будет достигнут установившийся режим работы МГР, реализованный внутри итерационного цикла, и найдено периодическое решение. Решение считалось установившимся и процесс итераций заканчивали, как только различие начальных данных итерации и ее конечных результатов становилось меньше заданных погрешностей расчета. По достижении установившегося режима были определены действующие на клапан со стороны пружин усилия:

$$P_H = P_H(\xi; \varphi) = P_{0H} + c_H \frac{\omega}{a_H} \eta_H(\xi; \varphi); \quad (3)$$

$$P_B = P_B(\xi; \varphi) = P_{0B} + c_B \frac{\omega}{a_B} \eta_B(\xi; \varphi),$$

где  $P_{0H}$  и  $P_{0B}$  — величина усилия предварительной затяжки наружной и внутренней клапанных пружин соответственно, Н;  $c_H$  и  $c_B$  — жесткости

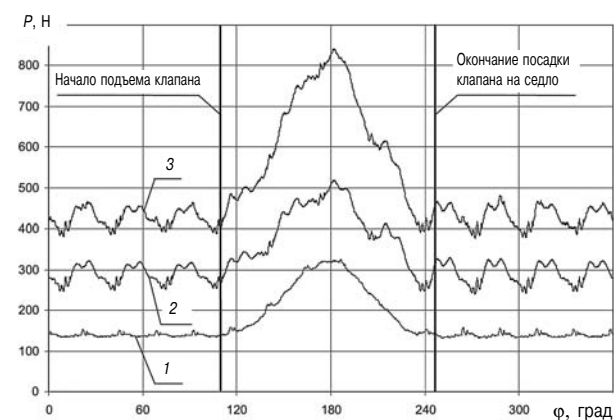
наружной и внутренней клапанных пружин соответственно, Н/мм;  $a_n$  и  $a_v$  — скорость распространения волн деформаций в наружной и внутренней пружинах соответственно,  $c^{-1}$ ;

$$\eta_n = \left( \frac{a_n}{\omega} \right) \frac{\partial U_n}{\partial \xi} \text{ и } \eta_v = \left( \frac{a_v}{\omega} \right) \frac{\partial U_v}{\partial \xi}$$

относительная деформация наружной и внутренней клапанных пружин соответственно, мм.

Таким образом, применительно к данной задаче взаимодействие базовой модели исследования динамики  $D$  и расчетного модуля SPR в пределах одного шага расчета по углу поворота распределительного вала  $\varphi$  сводится к определению ускорения, скорости и перемещения клапана, а также всех действующих на него усилий путем численного решения уравнений движения дискретных масс, занесением значения скорости клапана в качестве граничного условия для решения волнового уравнения (1) в модуль расчета нагруженности клапанных пружин SPR, определение величин перемещения сечений и относительных деформаций витков, а затем и действующих на клапан со стороны клапанных пружин усилий  $P_n$  и  $P_v$  и передача их обратно в  $D$  для расчета нагруженности МГР и определения действующих результирующих усилий.

На рис. 2 в качестве примера приведены полученные расчетно значения усилий от наруж-



**Рис. 2.** Действующие на клапан со стороны клапанных пружин усилия при частоте вращения распределительного вала  $n = 2068$  об/мин:

1 — усилие внутренней пружины; 2 — усилие наружной пружины; 3 — суммарное усилие клапанных пружин

ной и внутренней клапанных пружин, действующих на клапан, в первой основной форме колебаний при частоте вращения распределительного вала  $n = 2068$  об/мин. Как видно, процесс колебаний не прекращается после посадки клапана на седло и продолжается до следующего подъема клапана.

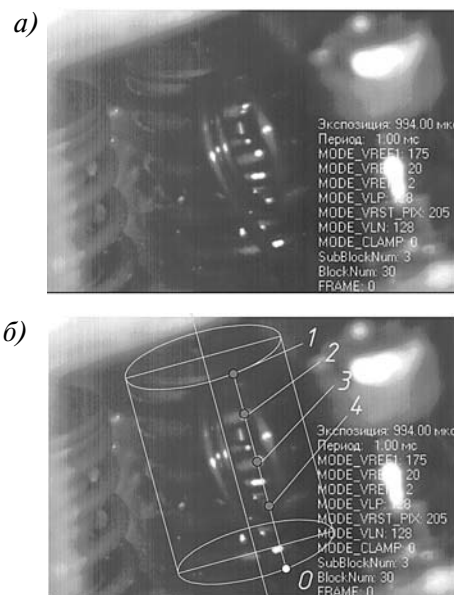
**Экспериментальное исследование**

С целью идентификации разработанной математической модели и проверки адекватности

расчетного модуля SPR была проведена серия экспериментов с помощью высокоскоростной киносъемки. Объектом исследования служила наружная клапанная пружина ВАЗ. При освещении по наружной поверхности витка, благодаря его цилиндричности, фокусировался световой блик от лампы, который и обеспечивал четкое получение колебательной картины. Скоростная киносъемка проводилась с помощью кинокамеры VS-FAST/G6, сигнал с которой поступал на ЭВМ. Киносъемка проводилась с частотой 2000 кадр/с, что позволило, с одной стороны, обеспечить требуемую точность получаемых результатов, с другой — максимально использовать возможности располагаемого лабораторного оборудования.

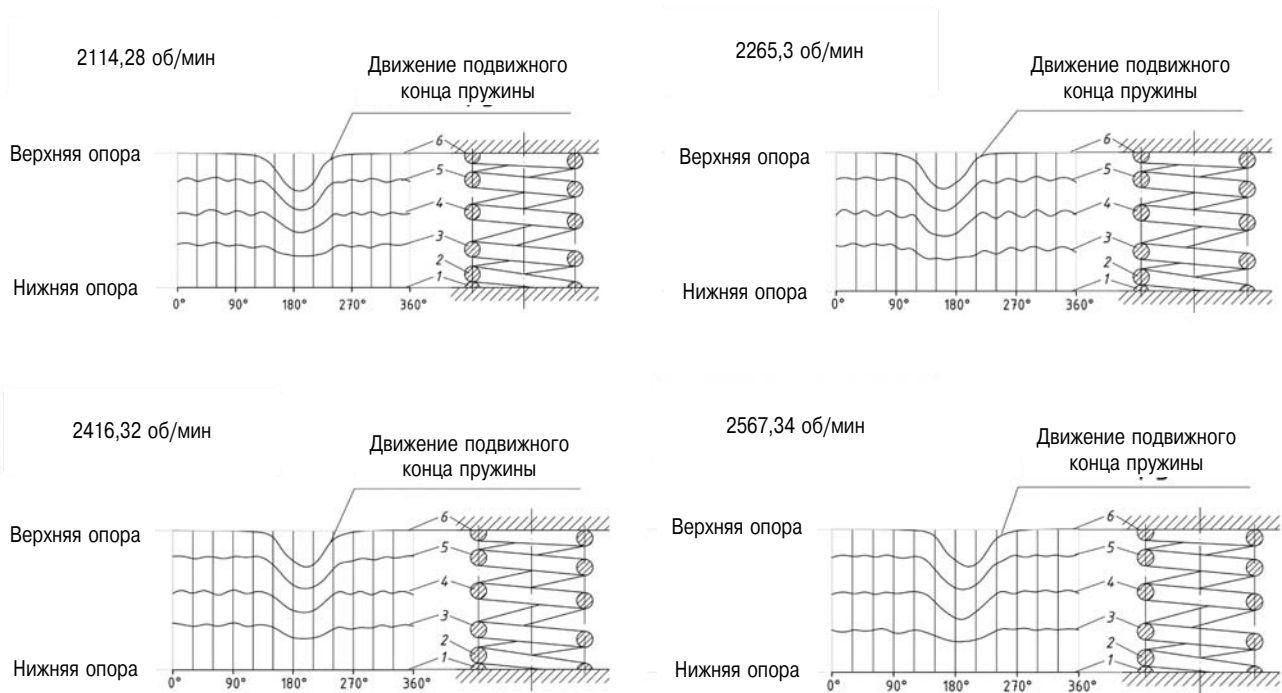
Диаграммы колебаний витков были получены раскадровкой результатов съемки с помощью видеоредактора Virtual Dub, и последующей обработкой каждого кадра в отдельности с измерением амплитуд смещений исследуемых сечений витков клапанной пружины в программном комплексе AutoCAD. В каждом случае фиксировалось смещение подвижного конца пружины и трех активных витков, которое характеризовалось расстоянием от неподвижного опорного витка (точка  $O$ ) до точек на поверхности витков (точки 1, 2, 3 и 4), определяющих исследуемые сечения. Их расположение определялось положением световых бликов на поверхности витка (рис. 3).

На рис. 4 приведены примеры полученных по результатам обработки кинограмм колебаний витков наружной пружины двигателя автомобиля



**Рис. 3.** Схема обработки и проведения измерения смещений сечений витков исследуемой клапанной пружины:

а — образец кадра, получаемого при обработке; б — схема обработки, измерения смещений витков; 1–4 — положение исследуемых сечений (1 — подвижный конец; 2–4 — рабочие витки пружины); O — сечение опорного витка



**Рис. 4. Кинограмма колебаний витков исследуемой клапанной пружины:**

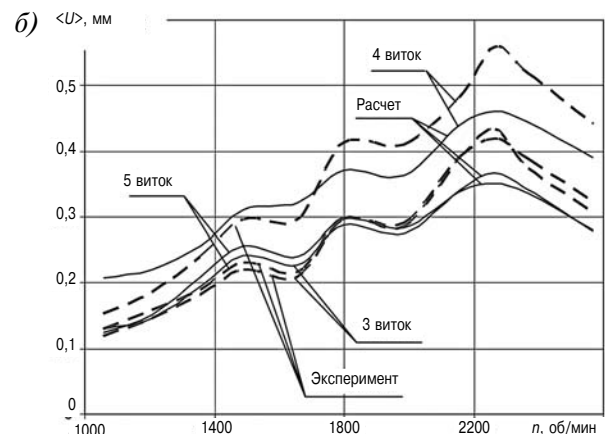
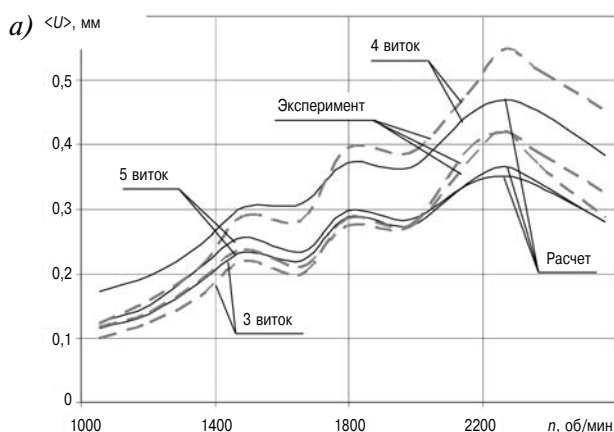
1 — опорный виток (неподвижный конец); 2–5 — промежуточные (активные) витки; 6 — опорный виток (подвижный конец)

ВАЗ на нескольких скоростных режимах. Нумерация витков идет от неподвижного конца клапанной пружины. Обороты даны по распределительному валу.

Для оценки воспроизводимости эксперимента проводилась статистическая обработка его результатов по средним пиковым максимальным значениям амплитуд смещений  $\langle U \rangle$  исследуемых сечений витка наружной клапанной пружины при зазорах в клапанном приводе 0 и 0,1 мм. В качестве исследуемых выбирались 3–5 витки наружной клапанной пружины из соображений удобства регистрации колебаний (первый виток неподвижен, а движение шестого определяется

законом движения клапана). Обработка производилась на 11 скоростных режимах в диапазоне частот вращения распределительного вала 1057–2567 об/мин. Критерием адекватности служил критерий Кохрена.

Оценка адекватности разработанной математической модели динамики МГР и модуля расчета вибраций клапанных пружин SPR производилась по соотношению дисперсий адекватности и воспроизводимости и осуществлялась путем сравнения экспериментальных и расчетных средних пиковых значений перемещений сечений витков  $\langle U \rangle$  для наружной клапанной пружины при зазорах в клапанном приводе 0 и 0,1 мм. Кри-



**Рис. 5. Средние пиковые значения смещения сечений витков наружной клапанной пружины (расчет):**

а — зазор 0 мм; б — зазор 0,1 мм

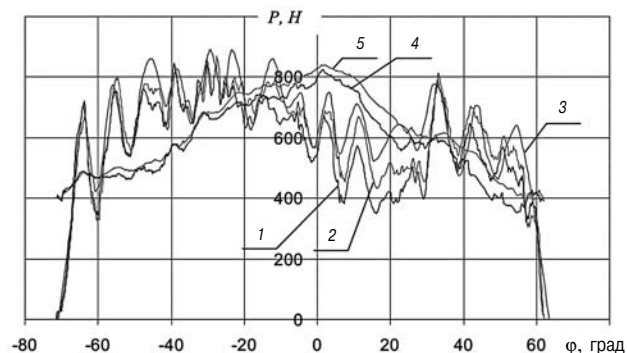
терием адекватности служил критерий Фишера. Предлагаемая модель показала хорошую сходимость с экспериментальными данными (рис. 5).

### Результаты

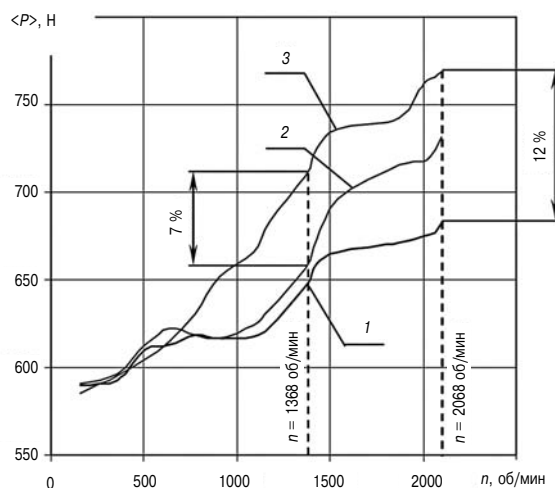
После нахождения действующих на клапан со стороны клапанных пружин усилий на основе разработанного метода была оценена нагруженность клапанного привода и проанализировано влияние способа представления клапанных пружин на точность получаемых результатов при исследовании его динамики.

На рис. 6 приведена диаграмма усилий, действующих на клапан, при различных способах представления клапанных пружин: каждая пружина представлена 6-ю сосредоточенными массами (см. рис. 6, кривая 1), что соответствует 12-массовой динамической модели (см. рис. 1, а); пружины представлены в виде эквивалентных стержней (см. рис. 6, кривая 2). Сопоставление производилось с экспериментальными данными, полученными при тензометрировании [2] усилия в клапанном приводе (см. рис. 6, кривая 3).

Следует отметить, что ранее исследователями было установлено, что способ разбиения клапанной пружины на сосредоточенные массы и их количество существенно влияет на достоверность получаемых результатов при расчете динамики МГР. Для адекватного отражения нагруженности МГР достаточно, чтобы каждый виток клапанной пружины был представлен отдельной массой, а увеличение числа масс только усложняет динамическую модель и не ведет к повышению точности получаемых результатов [4]. Это позволяет учесть влияние всех форм колебаний пружины на динамику МГР. В работе [2] показано, что 12-массовая модель, при которой каждая клапанная пружина представлена цепочкой из шести масс, дает наи-



**Рис. 6. Усилие в клапанном приводе при частоте вращения распределительного вала  $n = 2068$  об/мин:** 1 — пружины представлены цепочкой масс; 2 — пружины представлены в виде эквивалентных стержней; 3 — эксперимент; 4 — суммарное усилие клапанных пружин (пружины представлены цепочкой масс); 5 — суммарное усилие клапанных пружин (пружины представлены в виде эквивалентных стержней)



**Рис. 7. Среднее пиковое усилие в клапанном приводе:** 1 — клапанные пружины представлены цепочкой из шести масс; 2 — клапанные пружины представлены в виде эквивалентных стержней; 3 — эксперимент

более адекватные и близкие к эксперименту результаты.

В соответствии с диаграммой (см. рис. 6) предлагаемая комбинированная методика дает лучшую аппроксимацию к экспериментальным данным благодаря уменьшению разницы между расчетными и эмпирическими данными, что особенно хорошо видно во второй половине диаграммы, на стороне посадки клапана. Это обусловлено тем, что представление клапанных пружин в виде эквивалентных стержней позволяет более точно определить нагруженность самих клапанных пружин и действующие с их стороны на клапан усилия, а следовательно, дает возможность более адекватно оценить состояние клапанного привода в целом.

Разработанная математическая модель показала хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных в диапазоне изменения частоты вращения распределительного вала  $n = 157-2100$  об/мин (рис. 7, кривые 2, 3).

Максимальное расхождение средних пиковых значений усилий  $\langle P \rangle$  в клапанном приводе при представлении клапанных пружин эквивалентными прямолинейными стержнями (см. рис. 7, кривая 2) с экспериментальной кривой (см. рис. 7, кривая 3) составило около 7 % (при  $n = 1368$  об/мин), в то время как при методике, предполагающей представление пружин в виде цепочки дискретных масс, оно достигло величины 12 % (при  $n = 2068$  об/мин).

Средняя величина уточнения пикового усилия, действующего на клапан со стороны рычага, по предлагаемой методике равно 2 %. Наибольшие величины уточнения имеют место при более высоких частотах вращения распределительного вала (4–6 % при  $n = 1538-2100$  об/мин).

## Заключение

Из рис. 7 видно, что сходимость с экспериментальными данными улучшается по мере роста частоты вращения распределительного вала. Следовательно, предлагаемую методику расчета можно экстраполировать и на более высокоскоростные режимы работы двигателя и рекомендовать для исследования динамики клапанного привода современных высокооборотных автомобильных ДВС.

Таким образом, разработанная математическая модель, дающая возможность различными спо-

собами представлять клапанные пружины, представляет собой комбинированную методику, которая сочетает в себе преимущества как многомассового подхода (простота; оценка влияния высоких форм колебаний на динамику МГР при увеличении числа масс), так и метода эквивалентного бруса (более точная оценка напряженного состояния клапанных пружин). Она позволяет оперативно вносить изменения в структуру расчетной схемы и менять ее параметры, сохраняя при этом простоту, а также уточнить нагрузки, действующие в клапанном приводе.

## Литература

1. Васильев А.В. Simulation of valve gear dynamics using generalized dynamic model // *Mechanika* (Литва). — 2006. — № 2. — С. 37–43.

2. Васильев А.В. Сидоров Д.В. Экспериментальное исследование и моделирование динамики клапанного механизма автомобильного двигателя // Сборник научных статей Международной научно-технической конференции «Авто НН 08: Автомобильный транспорт в XXI веке», посвященной 45-летию кафедры «Автомобильный транспорт» НГТУ им. Р.Е. Алексеева.

18–19 декабря 2008 года / Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева. — Нижний Новгород, 2008. — С. 238–242.

3. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1981. — 191 с.

4. Kosugi T., Seino T. Valve motion simulation method for high-speed internal combustion engines // *SAE Techn. Pap. Ser.* — 1985. — № 850179. — P. 1–10.

5. Хвингия М.В. Вибрация пружин. — М.: Машиностроение, 1969. — 287 с.

**ЮБИЛЕЙ!**

## Юрию Мироновичу Бродову

# 70 лет

*15 апреля 2013 г. исполняется 70 лет директору Уральского энергетического института Уральского федерального университета д.т.н., профессору, заведующему кафедрой «Турбины и двигатели», Юрию Мироновичу Бродову, одному из ведущих специалистов в области теплоэнергетики и энергомашиностроения.*

Ю.М. Бродов после окончания Свердловского горно-металлургического техникума в 1962 г. поступил на вновь созданную кафедру «Турбиностроение» Уральского политехнического института, который успешно закончил в 1967 г., получив квалификацию «инженер-механик по турбиностроению».

В 1972 г. Ю.М. Бродов после защиты кандидатской диссертации начал преподавательскую деятельность в должности доцента кафедры «Турбиностроение». В 1988 г. защитил докторскую диссертацию и уже в следующем году получил ученое звание профессора. С 1989 г. Ю.М. Бродов заведует кафедрой «Паровые и газовые турбины» (сейчас «Турбины и двигатели»). В настоящее время он возглавляет Уральский энергетический институт, объединивший электротехнический и теплоэнергетический факультеты Уральского федерального университета. Ю.М. Бродов — действительный член Академии инженерных наук России и Международной энергетической академии.

Профессор Ю.М. Бродов является одним из создателей научной школы по разработке научных основ и комплексных методов повышения эффективности и надежности теплообменных аппаратов энергоустановок. Теплообменные аппараты различного назначения, спроектированные и модернизированные под его руководством, используются на предприятиях энергомашиностроения и энергетики России, в КНР и Монгольской республике, обеспечивая реальный экономический эффект.

Список научных трудов д.т.н. проф. Ю.М. Бродова включает 8 монографий, 2 справочника, учебник для студентов вузов, свыше 450 научных статей и докладов, 45 изобретений. Он возглавляет диссертационный совет по присуждению ученых степеней кандидата и доктора технических наук. Под его руководством подготовлено более 20 кандидатов и 5 докторов технических наук.

Юрий Миронович активно занимается учебно-методической работой и совершенствованием форм и технологий подготовки и повышения квалификации специалистов в качестве члена учебно-методической комиссии Министерства образования РФ. Его достижения и заслуги отмечены званиями: заслуженный работник Высшей школы РФ; почетный профессор Уральского федерального университета, а также отраслевыми наградами (РАО «Газпром», Минтопэнерго, РАО «ЕЭС России», Министерства промышленности РФ).

*Коллектив Уральского энергетического института, кафедра «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Юрия Мироновича с юбилеем и желают ему крепкого здоровья, бодрого настроения и творческого долголетия в научной и педагогической деятельности.*

