

УДК 621.436

А.Л. Григорьев, д-р техн. наук, С.А.Король, канд. техн. наук, А.И. Деряченко, асп.

ДИНАМИКА ПРУЖИН ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Постановка задачи

Осциллограмма с записью мгновенных касательных напряжений в пружине форсунки (рис.1) позволяет оценить, насколько большую роль играют колебания её витков. Рассчитывали увидеть в эксперименте другую картину (рис.2), но реальность превзошла ожидания. Этот же вывод справедлив в отношении других узлов дизельной топливной аппаратуры. В статьях [1,2] приведены экспериментальные данные, свидетельствующие о значительном влиянии динамики на работу пружины плунжера. В работе [3] систематизированы наблюдавшиеся в экспериментах особенности движения нагнетательного клапана, которые нашли убедительное объяснение только после учёта колебания витков его пружины. В статье [4] к такому же результату привело исследование аккумулирующего насоса с подпружиненным нагнетательным плунжером.

Известно, что максимальные касательные напряжения в пружине форсунки близки к предельно

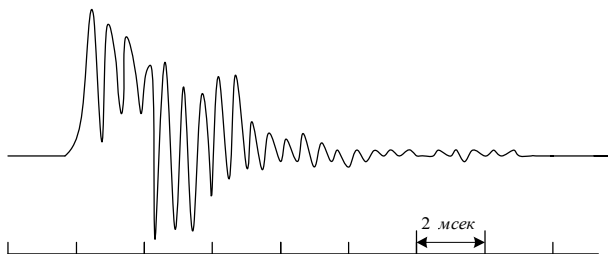


Рис.1. Изменение касательных напряжений в пружине форсунки на режиме максимального крутящего момента дизеля ЯМЗ-238 (тензодатчик наклеен на крайний рабочий виток вблизи неподвижной опоры; частота шлейфа 2500 Гц)

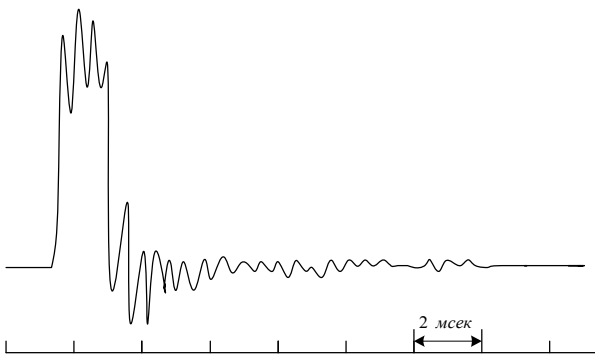


Рис.2. Осциллограмма того же процесса при использовании шлейфа с частотой 1200 Гц

допустимым, и поэтому важно правильно определять их величину уже на стадии проектирования. Ясно, что при динамическом анализе этой пружины не удастся ограничиться применением поправочных "квазистатических" коэффициентов и придётся использовать такую расчётную методику, для которой динамика – это фундамент, а статика – простой частный случай. Проблема состояла в том, что методики, которую можно было рекомендовать для широкого использования, не существовало и её предстояло разработать. Известные аналоги были излишне сложными [5], недостаточно точными [6,7] или ограниченными [8] в передаче всей картины колебаний. Кроме того, они слишком упрощённо описывали граничные условия на шлифованных торцах пружины.

Авторами был разработан расчётный комплекс для проведения динамического анализа цилиндрических пружин сжатия, опирающихся на подогнутый виток; к этому классу относятся все пружины топливной аппаратуры. Теоретические основы и алгоритмы используемых методов описаны в работах [9-14]. В статье дана общая характеристика методов и приведены примеры задач, которые решаются при проектировании пружин дизельной топливной аппаратуры. Создание современной методики динамического анализа пружин актуально и для других отраслей техники; поэтому в расчётном комплексе предусмотрена возможность анализа пружины, изготовленной из прута прямоугольного или эллиптического сечения.

Математическая модель пружины

Комплекс использует наиболее подробную из известных динамических моделей цилиндрической пружины – модель винтового бруса [5], учитывающую 6 степеней свободы поперечного сечения витка. Матричная и операторная запись дифференциальных уравнений и граничных условий модели приведена в [9,10]:

$$M \cdot (\ddot{\bar{x}} + \mu \cdot \dot{\bar{x}}) = ((\partial / \partial \theta) \cdot I - B) \cdot (\bar{q} + f \cdot F[\bar{q}]) ; \quad (1)$$

$$C \cdot \bar{q} = ((\partial / \partial \theta) \cdot I + B^T) \cdot \bar{x} ;$$

$$\bar{x}(\theta_0) + G_+ \cdot \bar{q}(\theta_0) = 0 ; \quad \bar{x}(-\theta_0) + G_- \cdot \bar{q}(-\theta_0) = \bar{x}_0(t) ,$$

где \bar{x}, \bar{q} – векторы нормированных координат и обобщённых сил поперечного сечения пружины; θ – координата винтовой оси пружины, $\theta \in [-\theta_0; \theta_0]$, $\theta_0 = \pi \cdot i_e$; i_e – число рабочих витков; M, C – диагональные матрицы инерционных коэффициентов и коэффициентов податливости; B – матрица связи координат; I – единичная матрица;

G_+, G_- – матрицы податливости опорных витков; μ, f – коэффициенты внешнего и внутреннего трения; $F[\cdot]$ – оператор трения Бока–Шлиппе–Колара [15,16]; \bar{x}_0 – координаты движущейся опоры; t – время.

В [11] на основе решения контактной задачи для шлифованных торцов пружины разработан оригинальный метод формирования граничных условий (матриц податливости G_{\pm}). Показано, что при осевом перемещении опоры в пружине возбуждаются продольные колебания, включающие три формы деформации витка – перемещение, кручение и изгиб. Деформациям отвечают перерезывающая сила Fp , а также моменты кручения Mk и изгиба Mi .

Модель кроме сил упругости и сил инерции учитывает внутреннее и внешнее трение, возникающее в витках деформируемой пружины [14]. При описании внутреннего трения использована гипотеза об его гистерезисной природе, которая подтверждена

выполненными экспериментами.

Таблица 1. Начальный отрезок спектра пружины форсунок дизеля ЯМЗ-238 (6 рабочих витков, индекс 3)

"чётный" спектр, кГц	"нечётный" спектр, кГц
2.0954	3.1084
3.0824	4.1282
5.5882	5.9042
6.2348	7.2088
8.0583	8.0588
8.6179	8.8668
9.3570	12.2891
16.2436	20.7929
25.8160	31.2476
37.0428	43.1665
49.5897	56.2870

Логарифмический декремент внутреннего трения по результатам исследования пружин плунжеров и форсунок (без топлива в корпусе) составил 0.06 ... 0.08.

Внешнее трение действует на пружины клапанов и форсунок; значение коэффициента внешнего трения μ найдено линеаризацией формулы из справочника [17] для силы сопротивления дви-

жению обтекаемого тела:

$$\mu = k \cdot \frac{\rho_T}{\rho} \cdot \frac{V_{cp}}{\pi} \cdot (\Delta d_1^{-1} + \Delta d_2^{-1}), \quad k \approx 0.4,$$

где ρ_T, ρ – плотности топлива и стали; V_{cp} – средняя квадратичная скорость витков; $\Delta d_{1,2}$ – диаметральные зазоры между пружиной и стенками канала, в котором она установлена.

К модели подключены расчётные блоки, позволяющие выполнить полный динамический анализ полученного решения, в частности:

- определить максимальные касательные напряжения в пружине, в том числе – с учётом заневольивания её витков;

- убедиться в отсутствии соударений витков (при необходимости – учесть соударения);
- оценить количество тепла, выделяемое в сечениях пружины, и определить максимальную температуру пружины, в том числе – при переходных процессах.

Заметим, что уравнения, описывающие колебания пружины с учётом соударения витков, а также формулы для расчёта диссипации механической энергии, не являются линейными, что делает решаемую задачу ещё более сложной.

Спектр пружины и её гармоники

Известно (см., напр., [18]), что решение задачи для вынужденных колебаний часто использует решение задачи о свободных колебаниях. Такой же подход был использован в [13] при разработке комплекса, предназначенного для динамического анализа пружины. При определении собственных частот пружины применён оригинальный алгебраический метод последовательной локализации спектра [12], основанный на свойствах самосопряжённых дифференциальных операторов. Спектр пружины зависит от граничных условий (матриц G_{\pm}). Показано, что существует такой тип граничных условий (шарнирная заделка опор пружины), при котором все точки спектра вычисляются как корни простейших тригонометрических уравнений. Отталкиваясь от этого начального распределения спектра, удаётся после нескольких итераций найти собственные числа для граничных условий жёсткой (когда $G_{\pm} = 0$) или упругой заделки ($G_{\pm} \geq 0$). При этом в силу идентичности формы обоих опорных витков спектр разделяется на две независимо определяемые части – "чётную" и "нечётную" (см. табл.1). Соответственно этому, как показано в [13], гармоники пружины также относятся к двум группам. Каждая гармоника состоит из двух вектор-функций: собственных форм деформаций $\bar{x}_k(\theta)$ и сил $\bar{q}_k(\theta)$. Формы $\bar{x}_k(\theta)$ ортогональны по кинетической, а формы $\bar{q}_k(\theta)$ – по потенциаль-

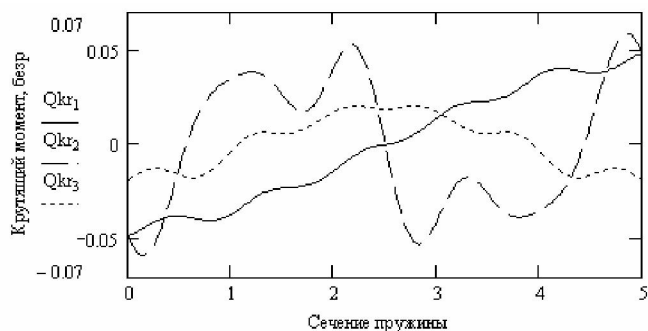
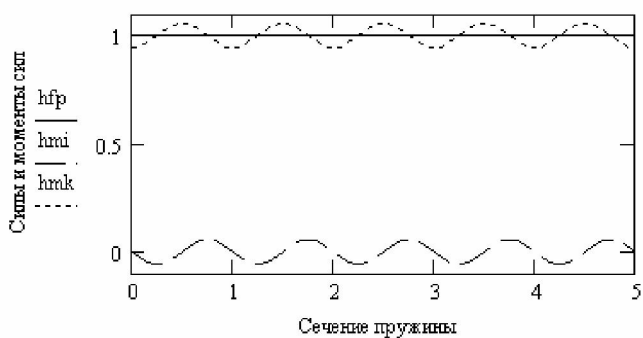
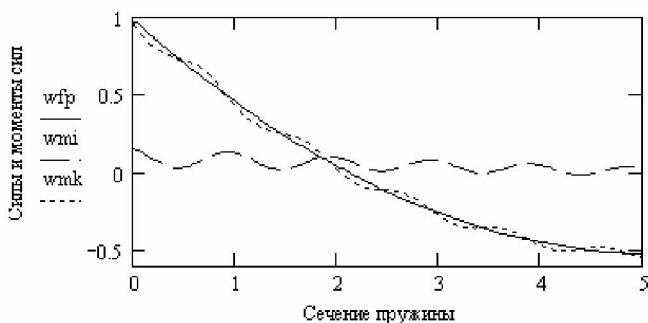


Рис. 3. Момент кручения для основной гармоники и двух главных субгармоник (пружина плунжера; 5 рабочих витков; индекс 8)

ной энергии [15]. Основная гармоника относится к чётной группе спектра; её крутящий момент – нечётный относительно середины пружины (рис.3). Кроме основной гармоники в таблицах выделены жирным шрифтом две главные субгармоники, частоты которых кратны основной частоте, а курсивом – основная крутильно-изгибная диада близких собственных частот. У длинных клапанных пружин число главных субгармоник возрастает; кроме того, появляются субгармоники и у крутильно-изгибной диады (табл.2). Свободные колебания пружины являются затухающими и полигармоническими, их демпфи-



а



б

Рис.4. Статические (а) и квазистатические (б) компоненты решения

ванные частоты меньше собственных на 1 ... 2 %.

При описании пружины моделью эквивалентного стержня [7] все собственные частоты кратны основной, а субгармоники – главные. Наличие некрратных собственных частот объясняется сложной пространственной формой пружины, объединяющей несколько взаимодействующих колебаний. При плоскопараллельном движении опоры пружины (что характерно для пружин плунжеров и форсунок, а также для большинства пружин нагнетательных клапанов) амплитуды основной гармоники и главных субгармоник преобладают над остальными. Но для получения высокой точности (что особенно важно для моделирования ударов) в методе используется около сотни собственных частот и гармоник.

В плоских обратных клапанах, установленных с большим диаметральной зазором, перемещение опоры пружины может сопровождаться качанием, что вызывает интенсивные колебания на частотах крутильно-изгибной диады. Разработанный комплекс позволяет проанализировать этот случай деформации пружины, но в публикации он не учитывается.

В работе [11] при использовании расчётного комплекса проанализировано влияние качества изгото-

товления опорных поверхностей пружины на её статические и динамические характеристики. Показано, что для стабилизации жёсткости и основной собственной частоты пружины достаточно обеспечить устойчивый трёхточечный контакт на шлифованном торце и точечный контакт между поверхностями рабочего и опорного витка.

Таблица 2. Начальный отрезок спектра пружины обратного клапана топливного насоса дизеля 2 ДТ (11 рабочих витков, индекс 7)

"чётный" спектр, кГц	"нечётный" спектр, кГц
1.2355	<i>1.8757</i>
<i>1.8470</i>	2.4601
<i>3.5404</i>	<i>3.6447</i>
3.7950	4.7102
<i>5.3680</i>	<i>5.4070</i>
<i>5.7689</i>	<i>6.6881</i>
<i>6.8237</i>	<i>7.0294</i>
<i>7.5438</i>	<i>8.1092</i>
<i>8.2256</i>	<i>8.9784</i>
<i>9.2293</i>	<i>9.2775</i>
<i>9.5384</i>	<i>9.5495</i>
<i>10.0129</i>	<i>12.1512</i>
<i>14.6646</i>	<i>17.4130</i>

Данные табл.1 позволяют объяснить различие рис.1, 2. В шлейфах осциллографа за счёт вязкого трения обеспечивается высокий коэффициент успокоения, что на частотах, превышающих собственную частоту шлейфа, занижает регистрируемые амплитуды колебаний.

Квазистатическое решение.

Если в уравнениях (1) пренебречь силами инерции и трения, то решения для деформаций и сил будут пропорциональны мгновенному значению перемещения опоры $h(t)$:

$$\vec{x}(t, \theta) = h(t) \cdot \vec{x}h(\theta); \quad \vec{q}(t, \theta) = z \cdot h(t) \cdot \vec{q}h(\theta),$$

где z – жёсткость пружины.

Формы деформаций $\vec{x}h(\theta)$ и сил $\vec{q}h(\theta)$ зависят от граничных условий и рассчитываются по формулам работы [11], компоненты вектор-функции

$$\vec{q}h(\theta) = (hfp \quad hmi \quad hmk)$$

изображены на рис.4 а (для пружины плунжера с 5-тью рабочими витками и индексом 8).

Для пружин форсунок и плунжеров, имеющих малое число витков, на графиках моментов кручения и изгиба заметна синусоидальная компонента с дли-

ной волны, равной длине витка; у длинных пружин клапанов амплитуда этой компоненты близка к нулю.

Полученное решение называется статическим; оно отвечает условию равновесия пружины. Статическое решение является частью решения уравнений (1), вторые слагаемые этого решения (обозначим их $\vec{\delta x}$ и $\vec{\delta q}$) описывают отклонение от точки равновесия.

Отклонения, в свою очередь, имеют статические составляющие, которые пропорциональны мгновенному значению ускорения движущейся опоры $\ddot{h}(t)$:

$$\vec{\delta x}(t, \theta) = \ddot{h}(t) \cdot \vec{xw}(\theta); \quad \vec{\delta q}(t, \theta) = \frac{m}{3} \cdot \ddot{h}(t) \cdot \vec{qw}(\theta),$$

где m – масса рабочих витков пружины, а компоненты этого "квазистатического" решения $\vec{qw}(\theta) = (wfp \ wmi \ wmk)$ (для той же пружины плунжера) показаны на рис.4 б.

Использование квазистатического решения объясняет происхождение т.н. "приведенной" массы пружины, составляющей третью часть массы рабочих витков. В то же время, и это следует подчеркнуть особо, ни статическое, ни квазистатическое решение (а также их сумма) не учитывают колебания витков пружины.

Численно-аналитический метод решения

Для учёта колебаний к статическому и квазистатическому решению необходимо добавить "динамическое решение", представляющее собой бесконечную (на практике – конечную, но достаточно большую) сумму гармоник:

$$\vec{q}_{дин}(t, \theta) = \sum h_k(t) \cdot \vec{q}_k(\theta). \quad (2)$$

Мгновенные значения амплитудных коэффициентов $h_k(t)$ играют в этом решении ту же роль, что и перемещение опоры $h(t)$ для статического и ускорение $\ddot{h}(t)$ для квазистатического решения. Но эти коэффициенты зависят не от мгновенных характеристик, а от всего предшествующего движения опоры, и являются решениями дифференциальных уравнений

$$\ddot{h}_k + (\mu + f \cdot \omega_k) \cdot \dot{h}_k + \omega_k^2 \cdot h_k = -\psi_k \cdot \ddot{h}(t), \quad (3)$$

где ω_k – собственная круговая частота гармоники; ψ_k – коэффициент разложения статического решения $\vec{xh}(\theta)$ в обобщенный ряд Фурье по собственным формам $\vec{x}_k(\theta)$.

Уравнения (3) интегрируются при однородных начальных условиях $h_k(0) = \dot{h}_k(0) = 0$ или (для установившихся колебаний с продолжительностью рабо-

чего цикла T_u) – при условиях непрерывности на границе цикла: $h_k(T_u) = h_k(0); \quad \dot{h}_k(T_u) = \dot{h}_k(0)$.

Общее решение этого уравнения содержит интегралы, поэтому получить аналитическое решение для задачи о колебаниях пружины невозможно. Но в силу его линейности у уравнения существует численно-аналитическое решение, использующее интегралы Дюамеля [18,7] с ядрами Коши (для задач о неустановившихся колебаниях) или Фредгольма (для задач об установившихся колебаниях). Это решение было найдено для уравнений (3) и использовано в сумме (2). В результате получены численно-аналитические решения системы уравнений (1):

в случае затухающих колебаний (пружина форсунки и клапана) –

$$\vec{q}(t, \theta) = z \cdot h(t) \cdot \vec{qh}(\theta) + \frac{m}{3} \cdot \ddot{h}(t) \cdot \vec{qw}(\theta) + \int_0^t \vec{K}_q(t-\zeta, \theta) d\ddot{h}(\zeta) \quad ; \quad (4)$$

в случае незатухающих периодических колебаний (пружина плунжера) –

$$\vec{q}(t, \theta) = z \cdot h(t) \cdot \vec{qh}(\theta) + \frac{m}{3} \cdot \ddot{h}(t) \cdot \vec{qw}(\theta) + \int_0^{T_o} \vec{K}_T(t, \zeta, \theta) d\ddot{h}(\zeta) \quad , \quad (5)$$

где \vec{qh}, \vec{qw} – статическая и квазистатическая компоненты решения; $\vec{K}_q(t, \theta)$ – ядро Коши; $\vec{K}_T(t, \zeta, \theta)$ – ядро Фредгольма,

$$\vec{K}_T(t, \zeta, \theta) = \begin{cases} \vec{K}_\infty(t-\zeta, \theta), & \zeta \leq t \\ \vec{K}_\infty(t-\zeta+T_o, \theta), & \zeta > t \end{cases}$$

$$\vec{K}_\infty(t, \theta) = \sum_0^\infty \vec{K}_q(t+j \cdot T_u, \theta).$$

Ядро Коши описывает реакцию пружины на единичный скачок ускорения.

От конкретного закона деформирования пружины статические, квазистатические и динамические компоненты (ядра) не зависят и могут быть рассчитаны заранее. Для получения ядер используются аналитические методы, а интегрирование в формулах (4) и (5) выполняется численно. Такие методы решения называются численно-аналитическими.

Построение ядра является наиболее трудоёмким этапом решения, поэтому максимальную эффективность численно-аналитические методы демонстрируют при массовых расчётах в задачах оптимизации, когда анализируются различные законы деформирования одной и той же пружины. Но они достаточно эффективны и при единичных расчётах, поскольку хорошо структурированы, имеют простой и понятный алгоритм.

Прочностной динамический расчёт пружины форсунки

К началу очередного рабочего цикла колебания витков этой пружины полностью затухают. В пружинной проволоке круглого сечения касательные напряжения τ определяются как взвешенная сумма момента кручения Mk и перерезывающей силы Fp :

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3} \left(Mk \cdot \left(1 + \frac{0.64}{c} + \frac{0.35}{c^2} \right) + d \cdot Fp \cdot \left(0.31 + \frac{0.26}{c} \right) \right),$$

где d – диаметр пружинной проволоки; c – индекс пружины.

Используя равенство (4), получаем зависимость напряжений τ от деформации $h(t)$ в форме интегралов Дюамеля с ядрами Коши. Ядра строятся для многих сечений, распределённых по всей длине пружины, что позволяет найти максимальное напря-

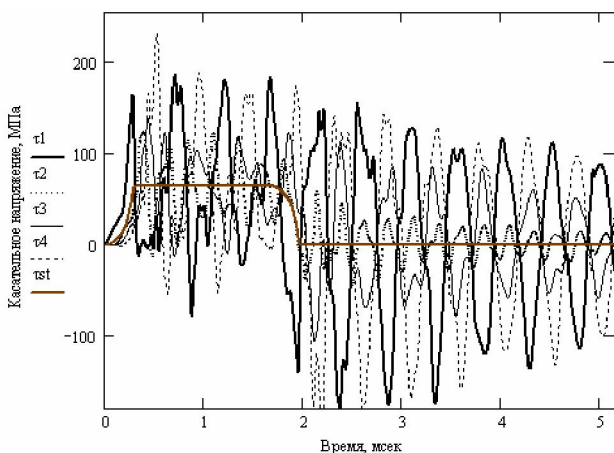


Рис. 5. Динамическая составляющая касательных напряжений в четырёх сечениях пружины форсунки на номинальном режиме дизеля ЯМЗ-238

жение τ_m . Результат применения такого подхода проиллюстрирован на рис.5. Максимум касательного напряжения в 4 раза превысил уровень, соответствующий аналогичной статической деформации, и

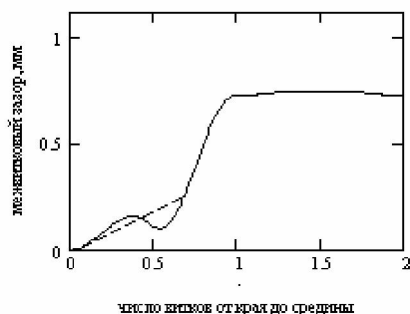


Рис. 6. Форма межвиткового зазора при предварительной затяжке пружины форсунки (пунктир – после заневоливания)

был зафиксирован у неподвижной опоры – примерно там же, где наклеивался тензометрический датчик. Расчётные и экспериментальные значения практически совпали.

Динамический анализ заневоленной пружины

Предварительной затяжке форсуночной пружины отвечает статическая компонента касательных напряжений $\tau_{cm}(\theta) \approx 500$ МПа; зависимость этой величины от координаты вызвана изменением кру-

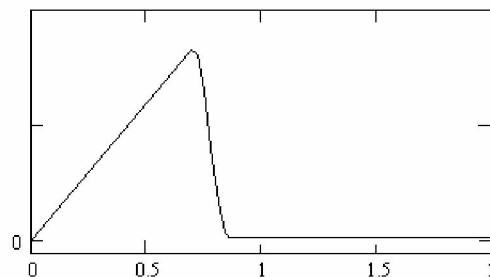


Рис. 7. Форма дополнительного импульса скорости при соударении рабочего витка с опорным

тящего момента (рис.3 а). Сумма $\tau_m + \tau_{cm}$ в 1,5 ... 2 раза превышает допустимый для таких пружин уровень $\tau_0 \approx 300...350$ МПа. Поэтому, при изготовлении пружины проводится заневоливание, снижающее величину τ_{cm} за счёт управляемой пластической деформации [19]. Заневоливание непосредственно не влияет на динамическую компоненту напряжений; вместе с тем, эта технологическая операция "рихтует" пружину (рис.6) и уменьшает зависимость напряжений τ_{cm} от координаты θ .

В случаях превышения уровня τ_0 пластическая деформация пружины будет продолжена и в ходе её эксплуатации, что приведёт к снижению давления открытия иглы форсунки. Допустимое напряжение τ_0 зависит от температуры [19]. При работе форсуночной пружины высокооборотного дизеля в её витках выделяется тепловая мощность 0.3 ... 0.5 Вт, что, с учётом малых размеров и при отсутствии охлаждения, может увеличить температуру пружины на 40 ... 50 °С и более. В форсунках традиционного типа пружина эффективно охлаждается топливом, просочившимся через прецизионный зазор. Тем не менее, чтобы обезопасить пружину форсунки от усадки, следует выполнять заневоливание при повышенной температуре (что, к тому же, сокращает длительность технологической операции [19]).

Анализ пружины с "посаженными" витками

Для ограничения динамической компоненты касательных напряжений пружины некоторые конструкторы (напр., в ПО "Волгадизельмаш") рекомендовали уменьшать межвитковый зазор, что, по их

замыслу, будет ограничивать колебания. Форма межвиткового зазора показана на рис.6; участок пологого изменения может быть короче указанного на рисунке. У некоторых пружин, напр., в дизеле ЯМЗ-238, зазор на этом участке ликвидируется уже в статике, при установке пружины в форсунку, у других – он сохраняется, но может на время пропадать в динамике, при подъёмах иглы.

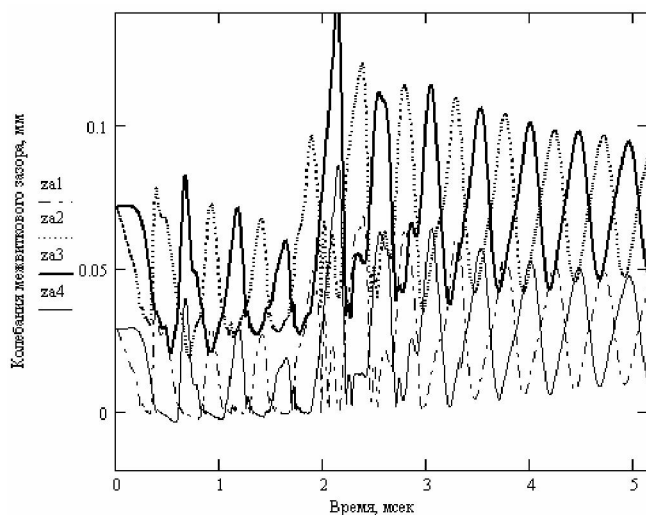


Рис.8. Изменение зазоров вблизи опорных витков

В работе [20] описана методика расчёта пружины с учётом соударения витков. Особенность пружин дизельной топливной аппаратуры заключается в том, что место соударения витков известно – у опор. При этом удар происходит сразу на отрезке пологого изменения зазора, а импульс скорости, сообщаемой движущемуся витку, имеет треугольную форму (рис.7). Такой импульс раскладывается в обобщённый ряд Фурье по собственным формам пружины; это разложение даёт полный набор начальных условий для расчёта свободного дополнительного колебания, которое накладывается на вынужденное колебание пружины, вызванное движением опоры (подробнее – в [20]). Удар считается упругим; коэффициент отскока равен $5/9$ [17]. Однако, как показали результаты расчёта (рис.8), в пружине с посаженными витками, в основном, наблюдаются серии слабых множественных ударов, которыми в рамках принятой модели описывается неупругий удар. Серии таких ударов попеременно происходят у обоих концов и приводят к значительному увеличению общего уровня вибрации пружины, а также в 1.5 ... 2 раза повышают её рабочую температуру. Данные, приведенные на рис.8, свидетельствуют о правильной локализации ударов: близкие к этим отрезкам сечения прекращают своё сближение с опорой, и расширение зоны соударения не происходит.

Расчёты, выполненные для многих форсунок, показали, что рекомендуемая "посадка" витков позволяет уменьшить уровень касательных напряжений

в крайних сечениях пружины, но при этом наблюдается практически адекватное увеличение напряжений во внутренних сечениях. Поэтому проанализированный метод борьбы с высокими касательными напряжениями в пружине форсунки не эффективен.

Конструкторы и технологи нередко стремятся выполнить глубокое заневоливание форсуночной пружины, сжимая её до соприкосновения витков. При этом они надеются обеспечить надёжную стабилизацию параметров форсуночной пружины при её эксплуатации, однако эти надежды часто оказываются напрасными.

Во-первых, сближение витков при работе пружины сопровождается колебаниями крутящего момента, что увеличивает касательные напряжения (как показали расчёты – на 5...10 %). Эти дополнительные напряжения, которых не было при статическом заневоливании, пружины не разрушат, но станут причиной продолжающейся пластической деформации и усадки витков при её эксплуатации. Во-вторых, смыкание витков пружины вблизи опор ограничивает возможность эффективного заневоливания этой части пружины. Кроме того, после глубокого заневоливания форсуночная пружина имеет малый межвитковый зазор, и это увеличивает опасность соударения витков.

Поэтому, вместо концепции глубокого заневоливания рекомендуется пользоваться методикой [18], а также проводить заневоливание при повышенной температуре.

Из сказанного следует: для надёжного прогнозирования максимального уровня касательных напряжений необходимо использовать динамическую модель пружины, которая учитывает её пространственную форму и крутильные колебания витков; модель эквивалентного стержня этим требованиям не удовлетворяет.

Влияние колебаний пружины на движение клапана и иглы

При проектировании дизельных топливных систем широко используются методы гидродинамического расчёта. Возможности современной измерительной и вычислительной техники позволяют качественно изменить эти методы, использовать уточнённые физические и математические модели. В методиках МГТУ и МАДИ учтено большое число новых факторов, влияющих на процесс топливоподачи [21]: двухфазное состояние топлива, устойчивость нестационарного ламинарного течения, изменение температуры топлива при сжатии, податливость деталей, и ряд других. Однако в этих методиках не учтены колебания витков пружин клапана и форсунки.

Основной период колебаний пружины клапана топливного насоса близок к 1 мс (см., напр., табл.2), что для высокооборотных дизелей соизмеримо с длительностью процесса топливоподачи и превосхо-

дит продолжительность распространения импульса давления по трубопроводу. Существенное запаздывание этого импульса при движении от насоса до форсунки послужило, в своё время, одной из причин перехода к моделям, учитывающим колебания давлений и скоростей топлива в трубопроводе. Однако главной причиной перехода к уточненным моделям является несоответствие результатов расчёта экспериментальным данным.

Оциллографирование перемещения нагнетательного клапана выполняется редко; к тому же недостатки используемой модели пружины становятся заметными не на всех режимах работы насоса. Тем не менее, исследования топливной аппаратуры форсированных комбайновых двигателей, которые проводились В.А. Диковым в ХПИ и Б.Н. Файнлейбом в ЦНИТА, выявили качественные различия между характеристиками движения клапана, предсказанными расчётом и наблюдаемыми в эксперименте.

Традиционная модель клапанной пружины предполагает равномерное деформирование её витков. При этом сила пружины зависит от мгновенных значений перемещения и ускорения клапана:

$$F_{st}(t) = z \cdot h(t) + m/3 \cdot \ddot{h}(t), \quad (6)$$

а движение клапана под действием этой силы описывается простейшим уравнением колебаний математического маятника (без демпфирования). Использование модели при гидродинамическом расчёте указанной топливной аппаратуры приводило к завышенной амплитуде колебаний клапана и, как следствие, значительной пиковой перегрузке привода, чего не наблюдалось в эксперименте. Для устранения различий Б.Н. Файнлейб включил в расчёт клапана демпфирующую силу [22], пропорциональную скорости; происхождение силы связывалось с вязкостью обтекающего потока, но для такого объяснения эф-

фекта коэффициент пропорциональности был велик.

В работе [3] было показано, что если воспользоваться простейшей динамической моделью продольных колебаний витков пружины (моделью эквивалентного стержня), то указанный демпфирующий член появится автоматически, а его величина практически совпадёт с эмпирическим значением, найденным Б.Н. Файнлейбом. Но теперь эта величина определена параметрами пружины и получила бесспорное теоретическое обоснование.

Важнейшим преимуществом модели эквивалентного стержня является наличие аналитического решения – вместо текущего значения деформации пружины в формулу для силы подставляют взвешенную сумму деформаций и скоростей деформации в данный момент и несколько предшествующих моментов времени:

$$F_{es}(t) = z \cdot \left(h_0 + 1/2 \cdot \Delta h(t) + \sum_{j=1}^{t/T_0} e^{-df \cdot j} \cdot \Delta h(t - j \cdot T_0) \right), \quad (7)$$

где h_0 – предварительная деформация пружины; df – логарифмический декремент затухания колебаний, $df \ll 0.1$; T_0 – основной период колебаний пружины, $T_0 \approx 2 \cdot \sqrt{m/z}$;

$$\Delta h(t) = (T_0 \cdot \dot{h}(t) + df \cdot h(t))$$

Сопоставление этой динамической модели с более точной моделью (1), учитывающей пространственную форму пружины, а также с "квазистатической" формулой (6), проиллюстрировано на рис.9. Точность квазистатической формулы оказалась недостаточной. Результаты применения динамических моделей также разнятся, и это главным образом объясняется тем, что при внутреннем трении субгармоники затухают быстрее основной гармоники; формула (7) этого не учитывает. В работе [7] данный недостаток модели устранён, но для вязкого трения, а в стальных пружинах трение гистерезисное.

Тем не менее, на участках перемещения иглы и в зоне возможных дополнительных впрысков модель эквивалентного стержня обеспечивает достаточную точность. Поэтому указанное уточнение, которое не влияет на трудоёмкость гидродинамического расчёта, может быть рекомендовано для повсеместного использования, в т.ч. для динамического анализа новых гидромеханических узлов, снабжённых большим числом быстродействующих клапанов. Особую актуальность рекомендация приобретает для анализа частичных режимов, где наблюдается неполный подъём иглы форсунки и возможны колебания остаточного давления.

Формула (7) для определения силы пружины использована при разработке универсальной методики [23] гидродинамического расчёта дизельной топливной аппаратуры и применяется при проектировании этой аппаратуры, выпускаемой на харьковских заводах. В отдельных случаях, когда предъявлялись

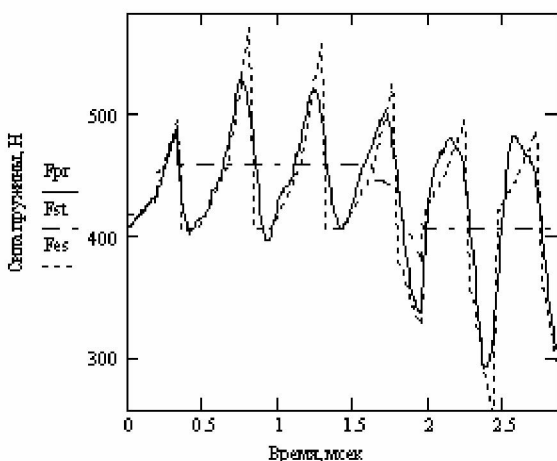


Рис.9. Расчётные значения силы пружины форсунки при использовании разных математических моделей (двигатель ЯМЗ-238; режим максимального крутящего момента)

особые требования к качеству моделирования динамики клапанов, формула (7) заменялась интегралом Дюамеля (4).

Колебания пружины плунжера

Колебания витков этой пружины к началу очередного цикла подъёма плунжера не затухают, поэтому динамика пружины плунжера описывается интегральной формулой (5). При этом в зависимости от соотношения между периодом основной гармоники T_0 и продолжительностью цикла T_u , рабочие режимы пружины делятся на нерезонансные и резонансные; главные субгармоники резонируют одновременно с основной гармоникой. В рядных насосах выполнено условие $T_u > 15 \dots 20 \cdot T_0$, и благодаря большому соотношению периодов существенного резонирования гармоник не происходит. В насосах распределительного типа, где пружина плунжера фактически всё время находится в движении, указанное отношение уменьшается и составляет 7 ... 10 (табл.3), что не обеспечивает эффективного затухания гармоник. В результате, например, возникают заметные колебания силы пружины плунжера, что может привести к нарушению в работе привода плунжера (рис.10, F_{ot} - сила инерции, отрывающая ролик от кулачка).

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.

Общее количество тепла, выделяемое в пружине за цикл деформации, равно работе силы пружины,

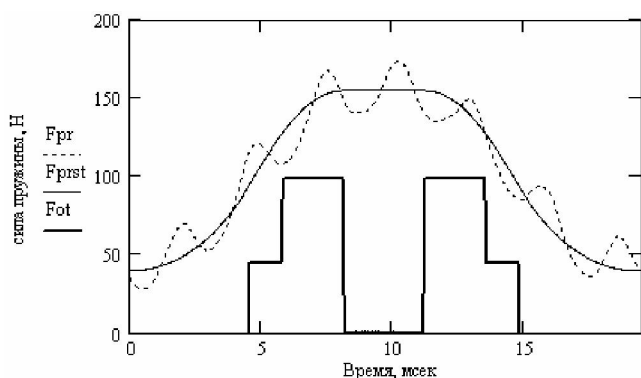


Рис. 10. Влияние колебаний пружины на выполнение условия замыкания пары кулачок – ролик в насосе НД-22/6 на номинальном режиме дизеля СМД-31

и эту работу несложно определить в рамках любой методики расчёта пружины. К достоинствам нового расчётного комплекса следует отнести то, что он (впервые для пружин данного класса) позволяет найти распределение этого тепла по длине пружины, а также по видам деформации (рис.11). Как и следовало ожидать, основное количество тепла выделяется за счёт кручения проволоки, которое для цилиндрических пружин сжатия является главной формой деформации.

Мгновенная мощность N тепловыделения на отрезке пружины, заключённом между сечениями с координатами θ_1 и θ_2 , определяется формулой:

$$N = k_f \cdot f \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\vec{q})^T \cdot C \cdot F[\vec{q}] d\theta;$$

Таблица 3. Спектр пружины плунжера топливного насоса НД-22/6 (5 рабочих витков, индекс 8). Звуковой диапазон, Гц.

"чётный" спектр	"нечётный" спектр
358.6	539.6
531.9	701.7
934.2	985.1
1058.3	1164.2
1278.3	1280.3
1446.2	2052.5
2847.5	3777.6
4824.8	5979.5
7235.4	8587.7
10032.3	11566.3
13186.2	14889.5
16673.2	18536.0

Поправочный коэффициент $k_f \approx 0.5$ позволяет учесть то, что около 50% тепла выделяется при сухом трении в опорах; при расчёте колебания витков это трение (которое сложно линеаризовать) учитывалось за счёт соответствующего увеличения коэффициента f внутреннего трения. Расчёт тепловыделения производится после выполнения динамического расчёта пружины, когда скорость изменения вектора

обобщённых сил \vec{q} уже известна.

График плотности тепловыделения, в основном, повторяет форму графика квадрата момента кручения для основной гармоники, которая резонирует на этом режиме, и по этой причине он близок к симметричному. Аналогичной (чётной) симметрией обладает плотность тепловыделения в форсуночной пружине, причём на всех режимах работы дизеля. На нерезонансных режимах работы пружины плунжера это свойство симметрии не сохраняется; здесь больше тепла выделяется у неподвижной опоры.

Комплекс позволяет описать процесс тепловыделения и внутри цикла деформации, что даёт возможность контролировать динамический расчёт пружины путём параллельного расчёта энергетического баланса. Однако, с учётом высокой инерционности процесса нагрева материала пружины, при тепловом расчёте пружины мгновенная мощность N тепловыделения заменяется средней по

циклу величиной $Q(t, \theta)$.

Уравнение термодинамики для пружины плунжера имеет вид:

$$\rho \cdot c_T \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{4 \cdot \lambda}{d^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} - \frac{4 \cdot k}{d} \cdot T + Q(t, \theta), \quad (8)$$

где $T(t, \theta)$ – нестационарное поле температур; c_T, λ – удельная теплоёмкость и коэффициент теплопроводности стали; k – коэффициент теплоотдачи на поверхности проволоки.

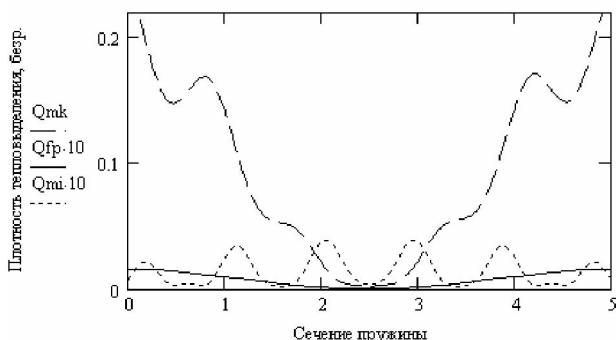


Рис.11 Форма плотности тепловыделения для деформации кручения, сдвига и изгиба на резонансном режиме работы пружины

В работе [18] описан алгоритм решения уравнения (8), использующий метод Фурье разделения переменных и интегралы Дюамеля. Анализ решения показал, что максимум температуры расположен в центральной части пружины. Выделение большей части тепла в районе опор является благоприятным фактором, снижающим величину максимальной температуры. Тем не менее, на резонансных режимах, где высока амплитуда колебаний, могут иметь место соударения рабочих и опорных витков, что резко

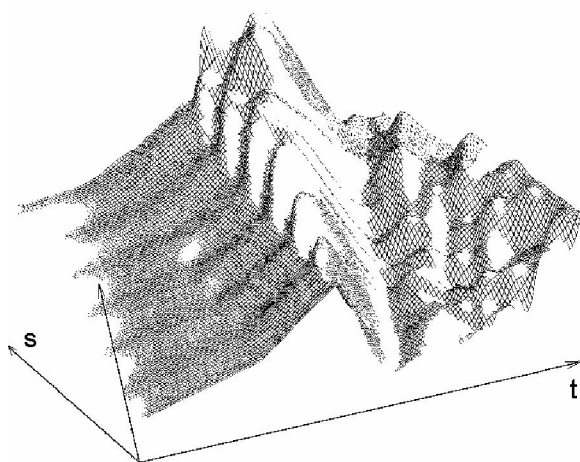


Рис.12. Распространение волны касательного напряжения по пружине форсунки (t – время; s – длина отрезка винтовой оси)

повысит 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 [24]. Частичное решение проблемы даёт профилирование этого участка дугой одного радиуса. При динамическом анализе плунжерных пружин необходимо учитывать податливость и колебания кулачкового привода [21]; численно-аналитическое решение (5) как нельзя лучше приспособлено для этого.

При выводе уравнения (8) принято, что опоры пружины и окружающая среда имеют нулевую температуру, а коэффициент теплоотдачи мал. Для клапанов и форсунок указанные допущения неприемлемы, и уравнение термодинамики пружины усложняется. При большом коэффициенте теплоотдачи и малом индексе (а значит относительно массивных витках) приходится учитывать распределение температуры внутри сечения проволоки, которое зависит от вклада отдельных видов деформации в общий объём выделяемого тепла.

Основные выводы и рекомендации

1. Колебания витков пружин дизельной топливной аппаратуры оказывают значительное влияние на их прочность и долговечность, а также на кинематические характеристики гидромеханических узлов, в которых они установлены.
2. Квазистатическая формула (6) для силы пружины клапана или форсунки, используемая в большинстве методик гидродинамического расчёта дизельной топливной аппаратуры, имеет высокую погрешность, и её целесообразно заменить формулой (7).
3. Для адекватного описания рабочих касательных напряжений в витках пружин дизельной топливной аппаратуры необходимо использовать динамические модели, учитывающие реальную пространственную форму пружины, а также возможность соударения крайнего и опорного витка.
4. Разработан новый расчётный комплекс, который позволяет определять максимальные касательные напряжения, рабочие усилия и уровень нагрева цилиндрической пружины, опирающейся на подогнутый виток со шлифованным торцом. Доказана эффективность этого комплекса для решения задач проектирования дизельной топливной аппаратуры.

Пакет прикладных программ для проведения

углублённого динамического анализа цилиндрических пружин сжатия с учётом всех форм колебаний, использующий оболочку Mathcad 11.0, будет выслан всем желающим; наш электронный адрес:

agrig@kpi.kharkov.ua.

Для детальной визуализации процесса деформации пружины используется трёхмерная графика (рис.12). Специалистам из стран Содружества передача пакета проводится на безвозмездной основе.

Список литературы:

1. Агеев Б.С., Чурсин В.В. Исследование динамической нагруженности пружин топливного насоса высокого давления среднеоборотного дизеля // Двигателестроение. - 1980. - № 6. - С.31-34. 2. Агеев Б.С., Чурсин В.В. Метод экспериментального исследования пружин топливного насоса дизеля. - М.: ЦНИИИформаш, 1977. - Вып.4-77-19. - С.17-21. 3. Григорьев А.Л. Разработка методов интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре высокооборотных дизелей. - Дис ... канд. тех. наук. - Харьков, 1988. - 352с. 4. Григорьев А.Л., Хесин А.Я. Оптимизация параметров аккумулирующей топливной аппаратуры с пружинным приводом плунжера // Вестник ХГПУ. - Харьков, 2000. - Вып.89. - С.97-104. 5. Асланян А.Г., Гулин А.В., Картышов С.В. Расчет собственных частот и форм колебаний цилиндрической пружины // Математическое моделирование, Т.2.-1990. - № 8.-С.21-30. 6. Агеев Б.С., Чурсин В.В. О расчёте действительных усилий в пружинах форсунок дизеля // Энергомашиностроение.-1977. - №5.-С.11-14. 7. Грунауэр А.А., Тартаковский И.И., Григорьев А.Л. О связи силы пружины с законом её деформирования // Теория механизмов и машин. - Харьков: Вища школа. - Вып.39. - 1985. - С. 7-22. 8. Грунауэр А.А., Григорьев А.Л., Вештак И.А. Продольный удар по цилиндрической пружине с малым индексом и особенности его динамического расчета // Теория механизмов и машин. - Харьков: Вища школа, 1987. - Вып.42. - С.49-55. 9. Григорьев А.Л., Дериеенко А.И. Операторные уравнения для определения частот собственных колебаний цилиндрической пружины // Високи технології в машинобудуванні. - Харків: НТУ "ХПІ", 2001. - Вып.1(4). - С.111-119. 10. Григорьев А.Л., Дериеенко А.И. Универсальная математическая модель цилиндрической пружины // Високи

технології в машинобудуванні. - Харків: НТУ "ХПІ", 2004. - Вып.2(9). - С.257-264. 11. Григорьев А.Л., Дериеенко А.И. Моделирование граничных условий при анализе колебаний пружины со шлифованным торцом // Вісник КДПУ. - Кременчук, 2005. - Вып. №1(30). - С.45-52. 12. Григорьев А.Л., Дериеенко А.И. Алгебраический метод определения собственных частот продольных колебаний цилиндрической пружины // Високи технології в машинобудуванні. - Харків: НТУ "ХПІ", 2002. - Вып.1(5). - С.101-109. 13. Григорьев А.Л., Дериеенко А.И. Методика расчёта неустановившихся колебаний в цилиндрической пружине сжатия // Вісник НТУ "ХПІ". - Харків, 2005. - № 12. - С.119-128. 14. Григорьев А.Л., Вештак И.А., Дериеенко А.И. Влияние трения на колебания цилиндрических пружин топливной системы дизеля // Вісник НТУ "ХПІ". - Харків, 2003. - Вып.8. - Т.1. - С.134-145. 15. Васильев Н.В. Теория колебаний. - К.: "Вища школа", 1992. - 430с. 16. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. - К.: Наукова думка, 1971. - 375с. 17. Кухлинг Х. Справочник по физике. - М.: Наука, 1982. - 419с. 18. Фарлоу С. Уравнения с частными производными для научных сотрудников и инженеров. - М.: Мир, 1985. - 383с. 19. Григорьев А.Л., Вештак И.А. Методика определения параметров заневоливания пружин дизельных форсунок // Високи технології в машинобудуванні. - Харків: ХДПУ, 1999. - С.93-96. 20. Григорьев А.Л., Вештак И.А. Математическая модель пружины, работающей с соударениями витков // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. - Харьков: ХГПУ, 1999. - Вып.7.-Ч.2. - С.76-80. 21. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. - М.: Легион-Автодата, 2004. - 344с. 22. Файнлейб Б.Н., Крук Б.А., и др. Уточнённая методика расчёта процесса топливоподачи в дизелях на ЭЦВМ // Тракторы и сельхозмашины. - 1973. - №3. - С.4-7. 23. Григорьев А.Л. Универсальный метод динамического расчёта гидромеханического узла // Вестник ХГПУ. - Харьков, 2000. - Вып.104. - С.75-84. 24. Григорьев А.Л., Вештак И.А., Иванова В.Н. Оптимальное профилирование участка опускания толкателя на кулачке топливного насоса дизеля // Вестник ХГПУ. - Харьков, 2000. - Вып.95. - С.3-11.