

**С. Н. ШУКЛИНОВ**, д-р техн. наук, доцент, ХНАДУ, Харьков;  
**М. Ю. ЗАЛОГИН**, аспирант, ХНАДУ, Харьков;

## **ИМИТАЦИОННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЗМА ОПРОКИДЫВАНИЯ КАБИНЫ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ**

Приведена структурная схема имитационной модели гидравлического механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля в системе моделирования динамических и событийно управляемых процессов Simulink системы инженерных и научных расчетов Matlab. Имитационная модель содержит блоки с функциональными связями моделирующие рабочие процессы насоса с ручным приводом, движение жидкости в трубопроводе, рабочие процессы в исполнительном гидроцилиндре и движение кабины вокруг оси поворота при ее опрокидывании. Описаны структурные схемы моделей входного сигнала и движения кабины. Представлены результаты моделирования динамических процессов механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля. Выполнен анализ зависимостей давления жидкости в рабочей полости ручного насоса и в полости исполнительного гидроцилиндра от угла опрокидывания кабины при гармоническом входном сигнале. Дана оценка влияния угла наклона базы механизма опрокидывания на величину управляющего воздействия.

**Ключевые слова:** имитационная модель, динамика, грузовой автомобиль, механизм опрокидывания кабины, насос, гидроцилиндр.

**Введение.** В грузовых автомобилях с бескапотной компоновкой для доступа к двигателю и агрегатам необходимо опрокинуть кабину. Наибольшее распространение для опрокидывания кабины нашли гидравлические механизмы. Процесс опрокидывание кабины совершается за счет мускульного воздействие на приводную рукоятку гидравлического насоса оператором с определенной частотой. При этом кинематические и энергетические параметры гидравлического механизма опрокидывания оказывают влияние на усилие и частоту воздействия оператора на приводную рукоятку.

**Анализ последних исследований.** В работе [1] рассматривается моделирование рабочих процессов механизма опрокидывания кабины, но при этом достаточно ограничено рассмотрены задачи математического описания опрокидывания кабины. Авторы работы [2] выполнили описание движения кабины с учетом кинематики механизма опрокидывания кабины, при этом основное внимание уделено выбору основных параметров гидроцилиндра. В материалах в [3] содержатся общие рекомендации и характеристики агрегатов гидравлического механизма опрокидывания кабины. Следует отметить, что вопросы динамики опрокидывания кабины изучены недостаточно. В связи с этим необходимо изучить процессы, протекающие при опрокидывании кабины.

© С. Н. Шуклинов, М. Ю. Залогин, 2014

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является исследование динамических процессов гидравлического механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля. Исследование динамических процессов рационально выполнить в системе моделирования динамических и событийно управляемых процессов Simulink системы инженерных и научных расчетов Matlab.

**Имитационная модель гидравлического механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля.** Имитационная модель гидравлического опрокидывания кабины отражает последовательность передачи энергии от оператора к исполнительному устройству при заданном законе входного сигнала оператора и известных массо-габаритных параметрах кабины.

Имитационная модель разработана в виде структурных блоков механизма опрокидывания кабины с функциональными связями (рис. 1).

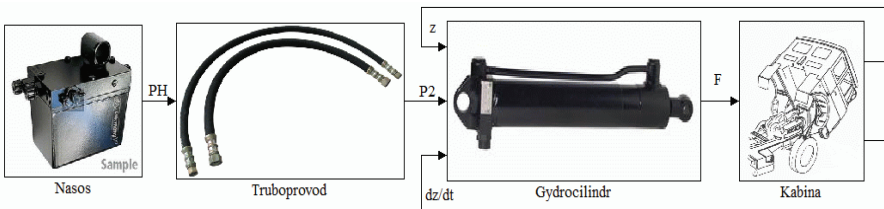


Рисунок 1 – Структурная схема имитационной модели гидравлического механизма опрокидывания кабины

В блоке Nasos моделируется рабочий процесс поршневого насоса и входное воздействие. Изменение усилия на рукоятке насоса носит стохастический характер так как зависит от антропометрических и физиологических параметров оператора. В этой связи входной сигнал насоса, в модели, формируется в виде периодической функции перемещения поршня насоса  $y$  в зависимости от частоты воздействия на приводную рукоятку насоса (рис. 2).

При исследовании рабочих процессов механизма опрокидывания кабины принято, что частота воздействия на приводную рукоятку насоса сохраняется постоянной до зоны неустойчивого равновесия кабины. Переход кабины через зону неустойчивого равновесия определяется блоком Relational Operator 1 (рис. 2). В случае превышения текущего угла опрокидывания  $\beta$  значения  $90,5$  градуса, движение кабины происходит без воздействия на приводную рукоятку насоса.

Рабочий процесс поршневого насоса отражает блок моделирования изменения давления жидкости представленный в виде функции баланса подачи и расхода жидкости в рабочей полости с учетом ее объема и модуля упругости.

В блоке Truboprovod (рис. 1) моделируется движение жидкости на основе решения уравнения баланса давлений по известной методике [4]. Решением данного блока является давление  $P2$  в конце трубопровода.

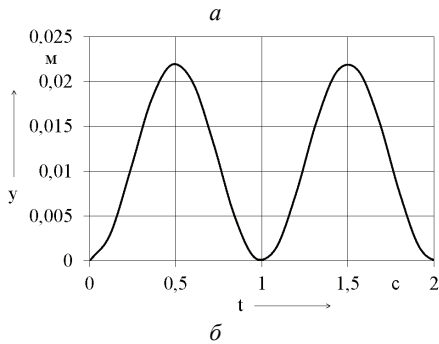
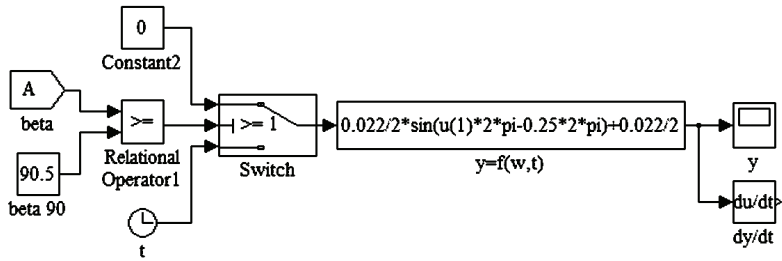


Рисунок 2 – Структурная схема имитационной модели перемещения поршня насоса (а) и вид моделируемого входного сигнала (б).  $y = f(\omega, t)$  – модель зависимости перемещения поршня насоса;  $y, dy/dt$  – перемещение и скорость поршня насоса

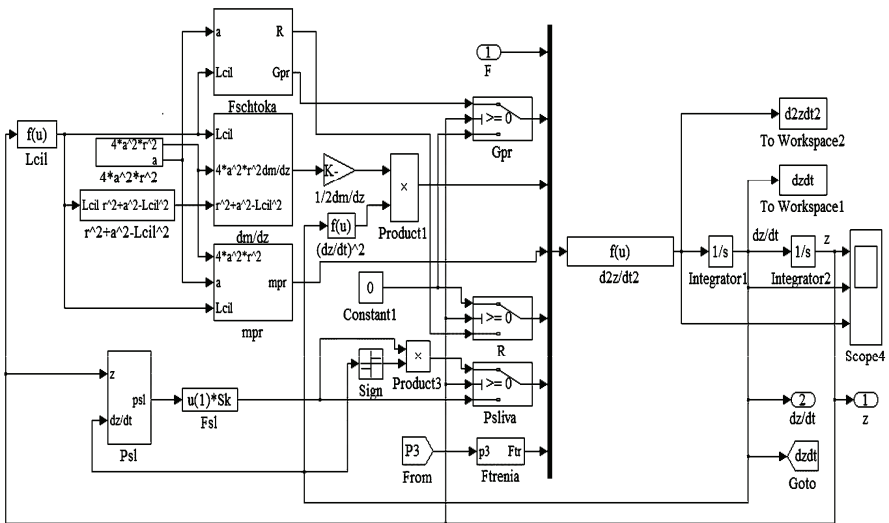


Рисунок 3 – Структура блока Kabina (см. рис. 1) – блок моделирования движения штока гидроцилиндра при действии приведенной нагрузки

В блоке Kabina (рис. 3) моделируется движение кабины вокруг оси поворота с использованием уравнения Лагранжа второго рода, которое позволяет учитывать массу движущихся элементов, приведенную к штоку гидроцилиндра. Решением уравнения движения штока (блок  $d2z/dt2$  рис. 3) является его ускорение. На выходе интегрирующих блоков Integrator1 и Integrator2 формируется скорость  $dz/dt$  и перемещение штока  $z$ . Компоненты уравнения движения штока определяются в отдельных блоках. В блоке  $mpg$  вычисляется масса, приведенная к штоку гидроцилиндра, а в блоке  $dm/dz$  определяется ее частная производная по скорости движения штока гидроцилиндра. Активное усилие  $F$ , действующее на шток со стороны поршня гидроцилиндра пропорционально давлению в его полости. Приведенная к штоку гидроцилиндра нагрузка  $Gpg$  и реакция опоры кабины  $R$  рассчитываются в блоке  $Fshtoka$ . Реакция опоры кабины  $R$  формируется для ее уравновешивания в исходном положении. В момент соответствующий началу движения кабины реакция опоры  $R$  принимает значение 0. Для упрощения построения имитационной модели некоторые функциональные связи выполняются блоками организации обмена данными From и Goto.

**Результаты исследований.** Моделирование динамических процессов механизма опрокидывания кабины выполнялось для случая движения кабины до зоны неустойчивого равновесия при частоте воздействия на приводную рукоятку равной 1 Гц, и последующего движения кабины, до ограничителя, под действием силы тяжести.

В модели приняты следующие начальные данные и параметры:

- диаметр поршня насоса равен 0,014 м, а максимальный ход поршня 0,022 м, диаметр обратного клапана насоса – 0,002 м, объем камеры сжатия насоса –  $1,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ , объем бака насоса –  $0,0005 \text{ м}^3$ ;
- длина нагнетательного трубопровода 2 м, диаметр 0,006 м, толщина стенки 0,002 м, модуль упругости материала трубопровода –  $12,3 \cdot 10^{10} \text{ Па}$ ;
- диаметр поршня гидроцилиндра 0,04 м, штока – 0,02 м, максимальный ход поршня 0,25 м, начальный объем поршневой полости –  $8,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ ;
- в рабочей жидкости содержится 5% нерастворенного воздуха (модуль упругости чистой жидкости  $14 \cdot 10^8 \text{ Па}$  [5]);
- масса кабины 525 кг, радиус расположения центра масс от точки поворота кабины – 0,82 м;
- база механизма опрокидывания (расстояние между точкой поворота кабины и точкой крепления гидроцилиндра к раме автомобиля) – 0,507 м, угол наклона базы относительно горизонта –  $35^\circ$ , расстояние от точки крепления штока гидроцилиндра к кабине до точки поворота кабины – 0,19 м;
- длина гидроцилиндра в начальном положении – 0,4 м.
- рабочая жидкость – масло МГЕ-10 ОСТ 38.01281-82, удельная плотность –  $860 \text{ кг/м}^3$ , кинематическая вязкость –  $10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Для текущего анализа динамических процессов в модели используются блоки Score (см. рис. 3). Для анализа и оценки динамических зависимостей в

функции от параметров механизма опрокидывания результаты моделирования, с помощью блоков To Workspace, сохраняются в виде файлов формата Excel [6].

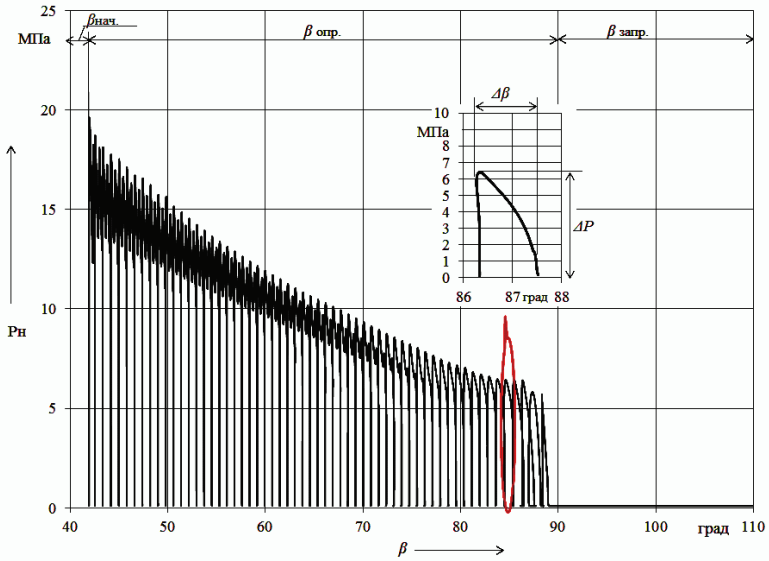
Результаты моделирования рабочего процесса гидравлического механизма опрокидывания кабины отражают зависимость давления в рабочей полости насоса (рис. 4, *a*) и полостях гидроцилиндра (рис. 4, *б*) от угла опрокидывания кабины вокруг точки ее поворота. Изменение давления жидкости в полостях соответствует периоду гармонического входного воздействия – перемещения поршня насоса. В начале рабочего хода поршня насоса давление жидкости резко возрастает, что вызывает соответствующий рост давления и в поршневой полости гидроцилиндра. Вследствие начала движения кабины, давление в полости насоса и гидроцилиндра снижаются. При этом в гидроцилиндре и насосе уровень снижения давления определяется изменением нагрузки. Следует отметить, что при обратном ходе поршня насоса давление в его рабочей полости снижается до давления впуска в нее нового объема рабочей жидкости, а в поршневой полости гидроцилиндра сохраняется на прежнем уровне вследствие срабатывания гидрозамка.

На выносках рис. 4 показано изменение давления жидкости  $\Delta P$  в соответствующих полостях за один рабочий ход поршня насоса, от угла опрокидывания кабины  $\Delta\beta$ . В режиме запрокидывания кабины, в штоковой полости гидроцилиндра создается давление жидкости, ограничивающее скорость движения кабины. В данном случае используется гидравлический дроссель с переменной площадью проходного сечения, которую характеризует зависимость  $f_{др} = 0,25 \cdot \pi d_{др}^2 \cdot (1 - \dot{z}/\dot{z}_{кр})$ . При этом  $\dot{z}_{кр}$  – максимальная скорость движения штока гидроцилиндра, которая определяется допустимой скоростью движения наиболее удаленной точки кабины [7].

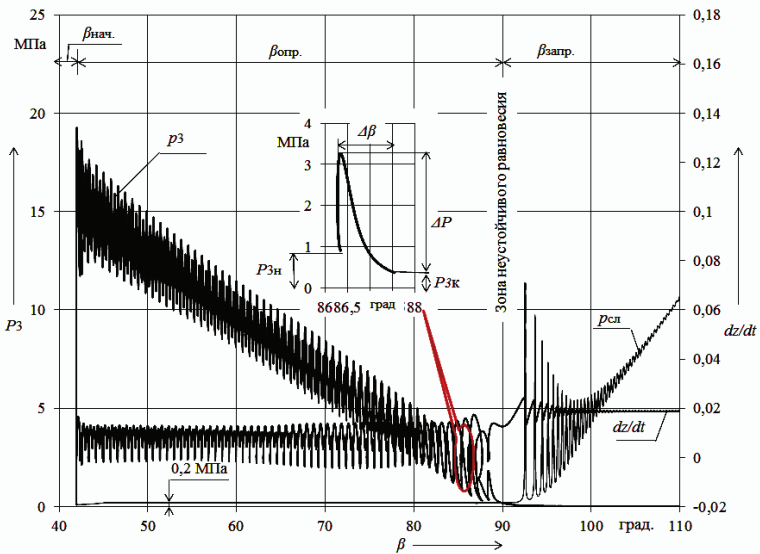
Для анализа энергетических параметров механизма опрокидывания кабины был построен график зависимости функции  $z = f(p_3)$  (рис. 5). Из графика видно, что при изменении угла наклона  $\gamma$  базы *a* механизма опрокидывания кабины к горизонту, изменяется характер нагрузки.

Следует отметить, что площадь под кривой зависимости  $z = f(p_3)$  пропорциональна работе совершаемой гидроцилиндром при опрокидывании кабины. Так как массово-габаритные параметры кабины не изменяются, поэтому и работа совершаемая гидроцилиндром при различных углах наклона  $\gamma$  базы *a* механизма опрокидывания остается постоянной. В случае установки базы горизонтально (положение цилиндра 1 на рис. 5) для начала движения кабины необходимо создать давление до 40 МПа. При этом рабочий ход штока гидроцилиндра до зоны неустойчивого равновесия кабины составляет 0,14 м. В случае установки гидроцилиндра вертикально (положение 2 на рис. 5) угол наклона базы *a* составляет 62°. При этом давление для начала движения кабины снижается до 20 МПа, а ход штока увеличивается до 0,162 м. При выборе угла наклона  $\gamma$  базы *a* внутри диапазона углов 30-62° давление жидкости, соответствующее началу движения кабины, определяется диапазоном

18-20 МПа, а ход штока гидроцилиндра до зоны неустойчивого равновесия составляет 0,17-0,185 м.



а



б

Рисунок 4 – Зависимость давления в рабочей полости: насоса (а) и гидроцилиндра (б) от угла опрокидывания кабины

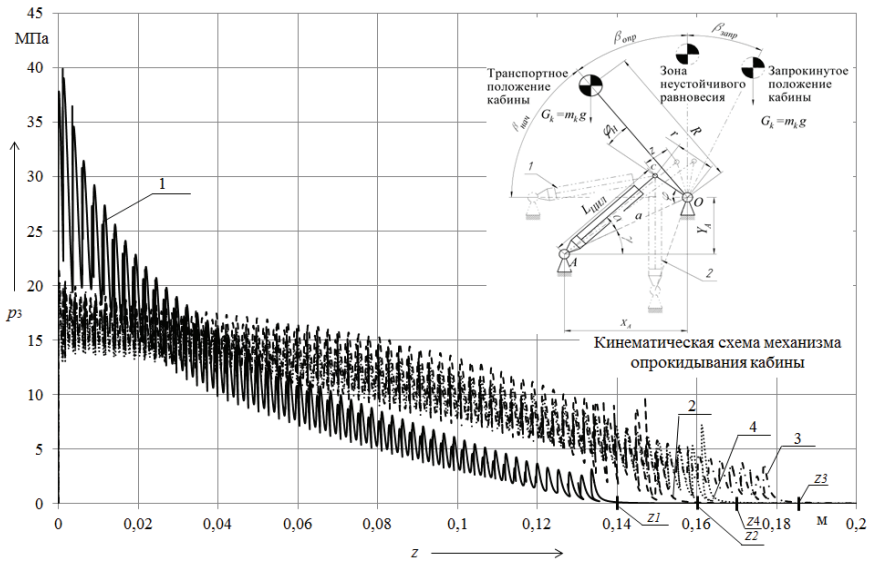


Рисунок 5 – Зависимость функции  $z = f(p_3)$  при различных углах  $\gamma$  базы механизма:  
 1 – при  $0^\circ$ ; 2 – при  $62^\circ$ ; 3 – при  $35^\circ$ ; 4 – при  $52^\circ$ .

**Перспективы дальнейших исследований.** Разработанную модель гидравлического механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля предполагается дополнить структурными блоками имитирующими рабочий процесс гидроцепи с аккумулятором энергии опускающейся кабины. Это позволит выявить факторы определяющие количество рекуперированной энергии.

**Выводы.** Разработанная имитационная модель позволяет исследовать динамические процессы механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля. Предметом анализа могут быть кинематические параметры конструкции механизма опрокидывания кабины и параметры гидроцилиндра, а также параметры гидравлического привода.

**Список литературы:** 1. Шуклинов С. Н. Математическое моделирование рабочих процессов механизма подъема кабины грузового автомобиля / С. Н. Шуклинов, М. Ю. Залогин, П. Р. Бартош // Праці одеського національного університету. – 2014. – № 2 (44). – С. 39-44. 2. Dhruvil K. Design of hydraulic for cab tilting system / K. Dhruvil, B. Saurabh // International conference on advanced in mechanical engineering (ICARME-2012). – 2012. – P. 51-55. 3. Cab tilt hydraulic system. Operation manual and service instructions [Электронный ресурс] / Power Packer – Режим доступа: www.powerpackerus.com. 4. Lamb, H. Hydrodynamics / H. Lamb. – 2nd ed. – Miami: HardPress Publishing, 2012. – 622 p. 5. Cho, B.-H. Estimation Technique of Air Content in Automatic Transmission Fluid by Measuring Effective Bulk Modulus / B.-H. Cho, H.-W. Lee, J.-S. Oh // International Journal of Automotive Technology. – 2002. – Vol. 3, Iss. 2. – P. 57-61. 6. Дьяконов В. П. Simulink 5/6/7. Самоучитель / В. П. Дьяконов. – М.: ДМК-Пресс, 2008. – 784 с. 7. ГОСТ Р 53807-2010. Автомобильные транспортные средства. Гидроцилиндры и насосы гидравлических механизмов опрокидывания кабин. Технические требования и методы испытаний. – М.: Национальный стандарт Российской Федерации, 2010.

**Bibliography (transliterated):** 1. Shuklinov S. N. Matematicheskoe modelirovanie rabochih protsessov mehanizma pod'ema kabinyi gruzovogo avtomobilya. S.N.Shuklinov, M.Yu.Zalogin, P.R.Bartoshko Pratsi odeskogo natsionalnogo universitetu. 2014. № 2 (44). 39-44. Print. 2. Dhruvil K. Design of hydraulic for cab tilting system / K. Dhruvil, B. Saurabh // International conference on advanced in mechanical engineering (ICARME-2012). 2012. 51-55. Print. 3. Cab tilt hydraulic system. Operation manual and service instructions [Elektronnyi resurs] / Power Packer – Rezhim dostupa: www.powerpacker.us.com. 4. Lamb, H. Hydrodynamics / H. Lamb. 2nd ed. Miami: HardPress Publishing, 2012. 622 p. Print. 5. Cho, B.-H. Estimation Technique of Air Content in Automatic Transmission Fluid by Measuring Effective Bulk Modulus. B.-H. Cho, H.-W. Lee, J.-S. Oh. International Journal of Automotive Technology. 2002. Vol. 3, Iss. 2. 57-61. Print. 6. Dyakonov V. P. Simulink 5/6/7. Samouchitel. V. P. Dyakonov. M.: DMK-Press, 2008. 784 p. Print. 7. GOST R 53807-2010. Avtomobilnyie transportnyie sredstva. Gidrotsilindryi i nasosyi gidravlicheskih mehanizmov oprokidyivaniya kabin. Tehnicheskie trebovaniya i metodyi ispyitaniy. Moskva: Natsionalnyiy standart Rossiyskoy Federatsii, 2010. Print.

*Надійшла (received) 06.10.2014*

УДК 539.3

**А. Н. ШУПИКОВ**, д-р техн. наук, зав. отделом, ИПМаш НАН Украины;  
**Е. В. СВЕТ**, канд. техн. наук, старш. науч. сотр., ИПМаш НАН Украины

## **НЕСТАЦИОНАРНАЯ ЗАДАЧА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ В ТРЕХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ ДЛЯ МНОГОСЛОЙНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК СЛОЖНОЙ ФОРМЫ: ТЕОРИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТ**

На основе метода погружения, получено решение задачи нестационарной теплопроводности в трехмерной постановке для многослойных цилиндрических оболочек сложной формы в плане при нагревании пленочным межслойным источником тепла. Проведено сравнение с результатами, полученными в ходе проведения термографического исследования многослойной цилиндрической оболочки, которое подтверждает достоверность результатов, полученных на основе предлагаемого подхода. Сравнение приведено для различных моментов времени.

**Ключевые слова:** теплопроводность, многослойная оболочка, сложная форма, источник тепла, термографическое исследование.

**Введение.** Анализ литературных источников показывает, что достаточно полно изучены вопросы теплопроводности многослойных пластин и оболочек, имеющих каноническую форму в плане, на наружных поверхностях которых осуществляется конвективный теплообмен [1, 2]. Для оболочек неканонической формы, в основном, применяются МКЭ и R-функции [3, 4]. Как правило, внутренние источники тепла, в рассматриваемых объектах, от-

© А.Н. Шупиков, Е.В. Свет, 2014