

Раздел 2. Гидродинамика

А. О. Шимановский, А. В. Пуцято

*Гомель, Белорусский государственный
университет транспорта*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕТЕКАНИЯ ЖИДКОСТИ В РЕЗЕРВУАРЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНЫХ КОМПЛЕКСОВ ANSYS И STAR-CD

При эксплуатации детали вагона испытывают различные динамические нагрузки. Особенности нагружения элементов конструкции цистерн связаны с характером распределения давления на внутреннюю поверхность котла от перетекающего в нем жидкого груза. Как правило, при прочностных расчетах железнодорожных цистерн используется методика приложения силовых факторов согласно «Нормам для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» [2]. Однако содержащиеся в Нормах соотношения не позволяют учесть особенности распределения давления жидкости на котел при различных уровнях налива и положениях свободной поверхности. Невозможно также рассмотреть случай несимметричной схемы нагружения, которая имеет место при прохождении кривых или при переходах на боковой путь, сопровождающихся изменением скорости движения.

Для решения гидродинамической задачи необходимо определить характер течения жидкости в котле при рассматриваемых переходных режимах. Рассмотрим решение поставленной задачи в двух постановках: с учетом турбулентного режима потока жидкости и при рассмотрении ламинарного течения, поскольку критерий Рейнольдса будет варьироваться в зависимости от сочетания различных факторов: рода перевозимой жидкости (вязкость), начальных условий движения, уровня налива и др.

При турбулентном течении скорость жидкости в каждой точке пространства претерпевает непрерывные изменения, что свидетельствует о беспорядочном перемешивании масс жидкости. В процессе этого перемешивания отдельные частицы движутся по различным, весьма сложным траекториям, однако в среднем направление движения отдельных частиц совпадает с направлением потока. Переход от ламинарного режима к турбулентному связан с потерей устойчивости ламинарного течения, а поэтому начало этого перехода в большей мере зависит как от структуры потока, т.е. закона распределения скоростей и давлений, так и от интенсивности и частоты возмущений, которые вызывают турбулентацию. Так в котле железнодорожной цистерны практически нет возможных конструктивных причин для появления турбулентных возмущений (перегородок, демпферов и т. д.). Но в то же время переходные режимы движения, к которым можно отнести, например, экстренное торможение в кривой, удар о стоящий вагон и другие

сложные случаи приводят к возмущению потока жидкости в котле и, как следствие, к турбулентному течению потока жидкого груза.

Основная особенность турбулентных потоков заключается в том, что их скорости в различных фиксированных точках пространства все время изменяют свою величину и направление, что весьма усложняет возможность численного решения поставленной задачи. В связи с этим при рассмотрении перетекания жидкости в котле цистерны целесообразно рассматривать не мгновенные, непрерывно изменяющиеся скорости в данной точке пространства, а осредненные их значения в течение некоторого, достаточно продолжительного промежутка времени Δt . Осреднение по времени значения скорости \bar{v}_x , \bar{v}_y и \bar{v}_z вычисляются по формулам осреднения

$$\bar{v}_x = \frac{\int_0^{\Delta t} v_x dt}{\Delta t}, \quad \bar{v}_y = \frac{\int_0^{\Delta t} v_y dt}{\Delta t}; \quad \bar{v}_z = \frac{\int_0^{\Delta t} v_z dt}{\Delta t}.$$

Уравнения гидродинамики вязкой несжимаемой жидкости в напряжениях в проекции на ось x :

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = f_x + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right),$$

где f_x – напряжения массовых сил;

ρ – плотность;

σ_{xx} – нормальные напряжения;

τ_{yx} , τ_{zx} – касательные напряжения.

Для мгновенных значений скоростей и напряжений можно записать

$$\begin{aligned} v_x &= \bar{v}_x + v'_x, \quad v_y = \bar{v}_y + v'_y; \quad v_z = \bar{v}_z + v'_z; \\ \sigma_{xx} &= \bar{\sigma}_{xx} + \sigma'_{xx}, \quad \tau_{yx} = \bar{\tau}_{yx} + \tau'_{yx}; \quad \tau_{zx} = \bar{\tau}_{zx} + \tau'_{zx}, \end{aligned} \quad (1)$$

где v'_x , v'_y , v'_z – мгновенные изменения скоростей;

σ'_{xx} , τ'_{yx} , τ'_{zx} – мгновенные изменения напряжений.

Если в результате осреднения, проведенного в данной точке в различные моменты времени, будут получаться одни и те же значения изменяющейся величины, осредненное движение может рассматриваться как стационарное, а турбулентное движение будет квазистационарным [1]. Принимая во внимание (1), получаем следующее выражение:

$$\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\overline{v_x v_x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v_y v_x}) + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{v_z v_x}) = f_x + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{\sigma}_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\tau}_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\tau}_{zx}}{\partial z} \right).$$

Поскольку рассматривается квазистатический процесс, то $\bar{\sigma}'_{xx} = \bar{\tau}'_{yx} = \bar{\tau}'_{zx} = 0$, $\overline{v_y v_x} = \bar{v}_y \bar{v}_x + \overline{v'_y v'_x}$ и $\overline{v_z v_x} = \bar{v}_z \bar{v}_x + \overline{v'_z v'_x}$. В то же время ос-

редненное турбулентное течение должно удовлетворять уравнению неразрывности $\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} = 0$.

В результате получим

$$\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial t} + \bar{v}_x \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial x} + \bar{v}_y \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} + \bar{v}_z \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial z} = f_x + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\bar{\sigma}_{xx} - \overline{\rho v'_x v'_x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\bar{\tau}_{yx} - \overline{\rho v'_y v'_x}) + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{\tau}_{zx} - \overline{\rho v'_z v'_x}) \right]$$

Приведенное уравнение показывает, что в осредненном турбулентном потоке к обычным вязкостным напряжениям гидродинамических сил добавляются напряжения, зависящие от изменения скорости. Это турбулентные напряжения, которые отсутствуют в ламинарном потоке. Аналогично преобразовываются уравнения в проекции на оси y и z .

Таким образом, в уравнениях движения потока жидкости фигурирует шесть величин неизвестных турбулентных напряжений:

$$\begin{pmatrix} -\overline{\rho v'_x v'_x} & -\overline{\rho v'_y v'_x} & -\overline{\rho v'_z v'_x} \\ -\overline{\rho v'_x v'_y} & -\overline{\rho v'_y v'_y} & -\overline{\rho v'_z v'_y} \\ -\overline{\rho v'_x v'_z} & -\overline{\rho v'_y v'_z} & -\overline{\rho v'_z v'_z} \end{pmatrix}.$$

Для их вычисления необходимо установить связь между турбулентными напряжениями и осредненными параметрами течения. Существует большое количество моделей турбулентности. Для решения поставленной задачи (в силу простой геометрии модели котла) остановимся на $(k - \varepsilon)$ – модели как наиболее распространенной, основанной на двух уравнениях: для турбулентной кинетической энергии k и скорости диссипации турбулентной энергии ε [3].

С целью упрощения расчетов механики жидкости приняты следующие допущения:

- изменением объема частиц жидкости под действием приложенных к ним сил можно пренебречь и рассматривать жидкость как несжимаемую вследствие малости числа Маха;
- при нахождении сил давления жидкости оболочку котла будем считать абсолютно твердым телом;
- пренебрегаем наличием в котле люка-лаза и каких-либо местных препятствий перетекания жидкости.

Численное решение поставленной задачи реализовано с применением программного комплекса конечноэлементного анализа ANSYS (модуль FLOTTRAN) и комплекса STAR-CD, реализующего метод конечных объемов [4].

При создании в ANSYS модели жидкости в котле учитывались основные особенности его конструкции, в том числе форма криволинейного сопряжения

цилиндрической обечайки со сферическим днищем. При создании турбулентной модели течения жидкости необходимо использовать более детальную сетку элементов по сравнению со случаем ламинарного режима, а также мелкий шаг приращения времени. Грубая сетка может привести к потере точности решения в местах с большими градиентами давления и скорости. Поскольку рассматривается упрощенная геометрия котла (нет люка-лаза, сливного прибора), то достаточно использовать четырехгранные конечные элементы с регулярным разбиением области жидкости, применение которых предпочтительнее пирамидальных, и приводит к более устойчивому решению. С целью построения вблизи стенок котла более мелкой сетки конечных элементов его плоскость была разбита на ряд под областей (рис.1,а). На рис. 1,б представлена конечноэлементная модель, соответствующая средней продольной плоскости котла цистерны, которая состоит из 22772 конечных элементов.

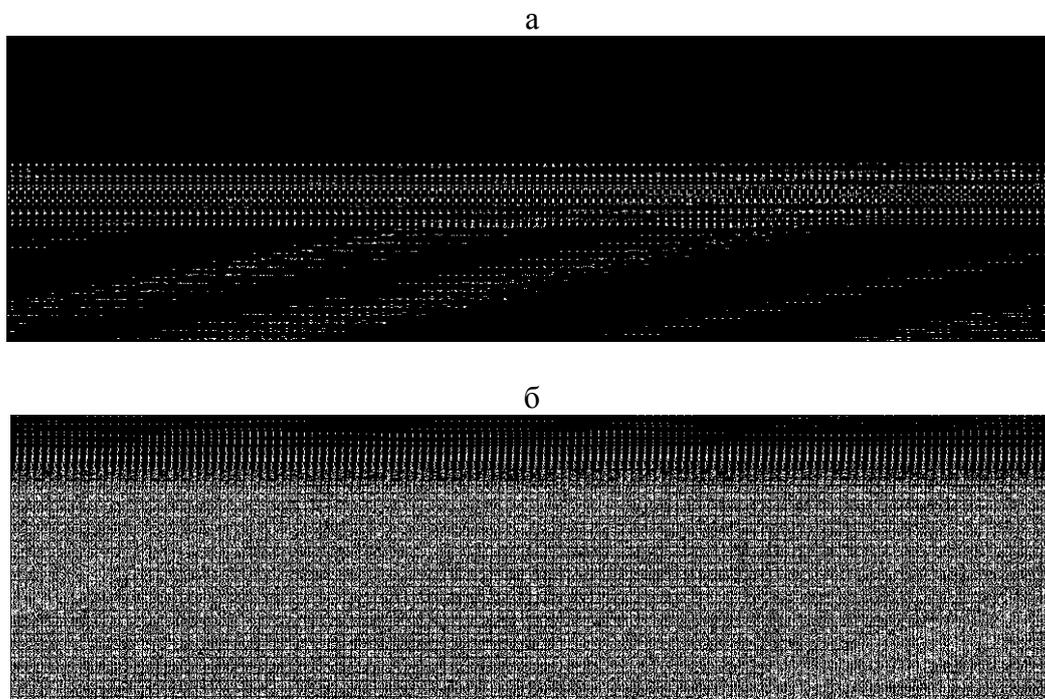


Рис. 1. Конечноэлементное моделирование жидкого груза:
а – геометрическая модель, б – сеточная модель

Рассматривался случай удара цистерны о неподвижный вагон. Принималось, что в начальный момент жидкость находилась в состоянии относительного покоя и ее свободная поверхность была плоской. В качестве кинематического граничного условия использовалось условие прилипания, то есть нулевое значение скорости жидкости на стенках котла цистерны. Шаг по времени был принят равным 0,003 с.

Выполнены расчеты перетекания жидкости внутри котла железнодорожной цистерны при ее ударе о неподвижное препятствие. Рассматривались как норма-

тивный уровень налива котла, так и частичное его заполнение. В качестве перевозимой жидкости принят бензин, с плотностью $870 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ и динамической вязкостью $0,0006031 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$.

В ходе многовариантных расчетов были установлены параметры распределения давления жидкости в котле цистерны. На рис. 2 приведены положения свободной поверхности и эпюры распределения давления жидкости (Па) для различных моментов времени при заполнении котла на 30%, 60%, 90% и 97%

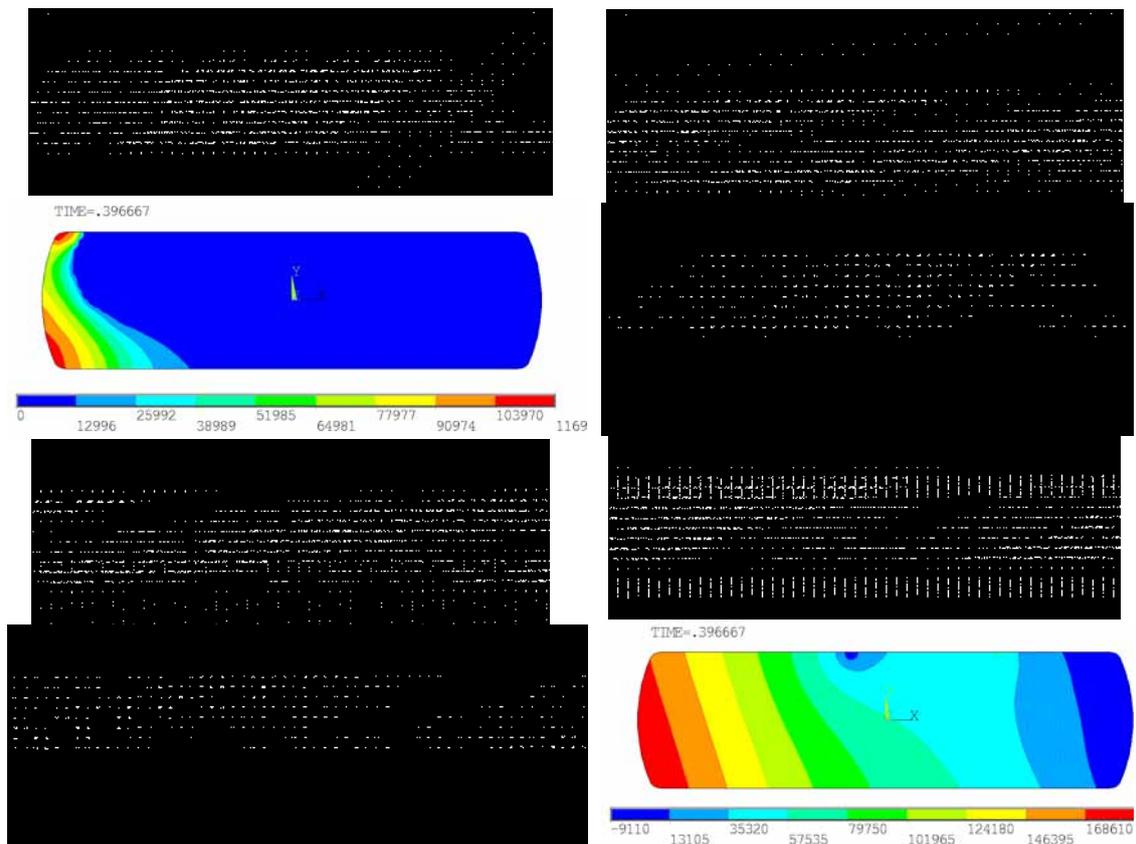


Рис. 2. Результаты расчетов течения по плоской модели

На рис.3 представлены зависимости изменения избыточного (без учета давления на свободной поверхности) давления на днище котла цистерны от времени для различных уровней налива, полученных при решении поставленной задачи в программе ANSYS. Зависимость 1 соответствует расчету с учетом описанной модели турбулентности, зависимость 2 – ламинарному режиму.

Из анализа приведенных зависимостей видно, что при уровне заполнения цистерны до 90% наблюдается незначительное отличие давлений, определенных с учетом различных режимов течения жидкости. При 97% заполнении различия

существенны, что обусловлено, по-видимому, ударами жидкости о верхнюю часть котла.

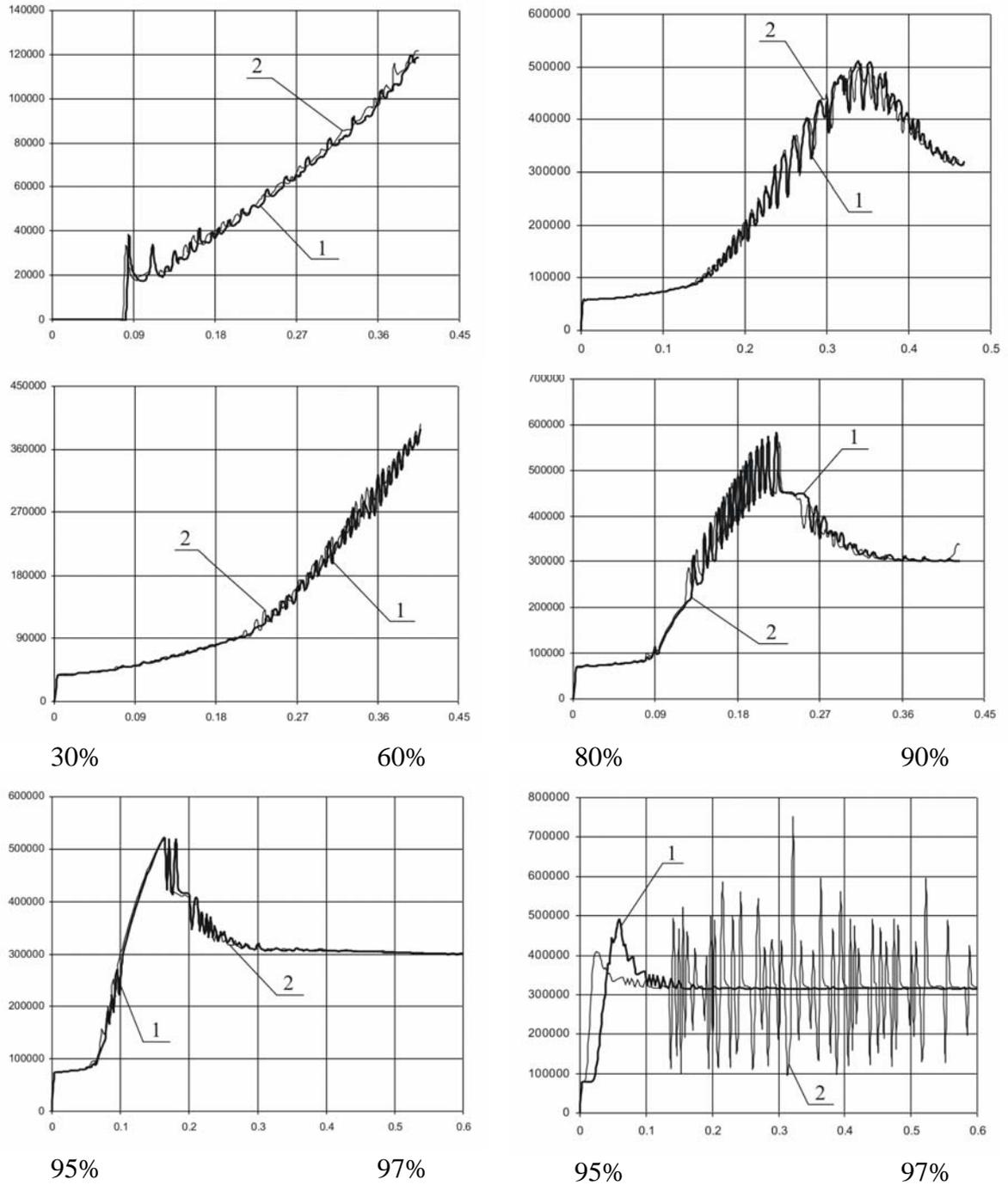


Рис. 3. Зависимости давления на днище (Па) от времени (с) при учете турбулентного (1) и ламинарного (2) режимов течения

В целом, учет осредненных значений скоростей турбулентных возмущений в ряде случаев дает возможность получения устойчивых решений. Следует также отметить, что без активации модели турбулентности при ряде уровней заполнения котла отсутствует сходимость решения при длительности процесса 0,4 с, что объясняется нарушением ламинарных характеристик течения.

Решение задачи о перетекании жидкости в цистерне с помощью ANSYS (модуль FLOTRAN) в трехмерной постановке затруднительно. В связи с этим для решения названной задачи применен программный продукт STAR-CD. С целью определения приемлемого количества (размера) ячеек рассматривали две модели с разным уровнем дискретизации расчетной области: первая – с числом ячеек равным 13966 и вторая – с числом ячеек 63473 (рис.4).

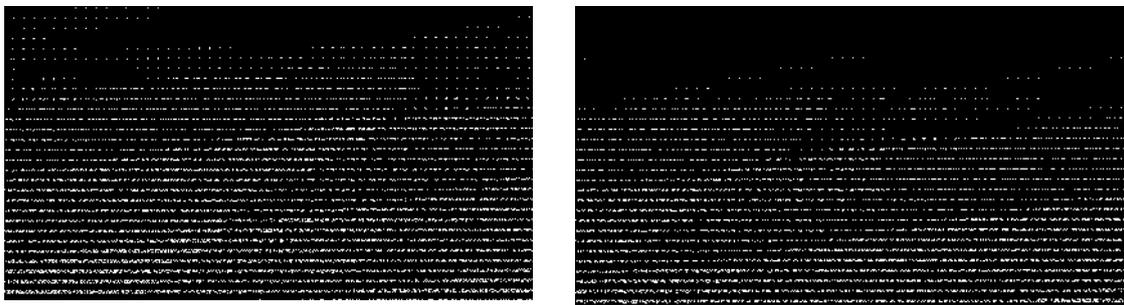


Рис. 4. Пространственная конечноэлементная сетка

На рис. 5 приведены результаты определения значений давления на днище котла при рассматриваемом переходном режиме методом конечных объемов в программном комплексе STAR-CD с использованием описанной турбулентной модели в трехмерной постановке.

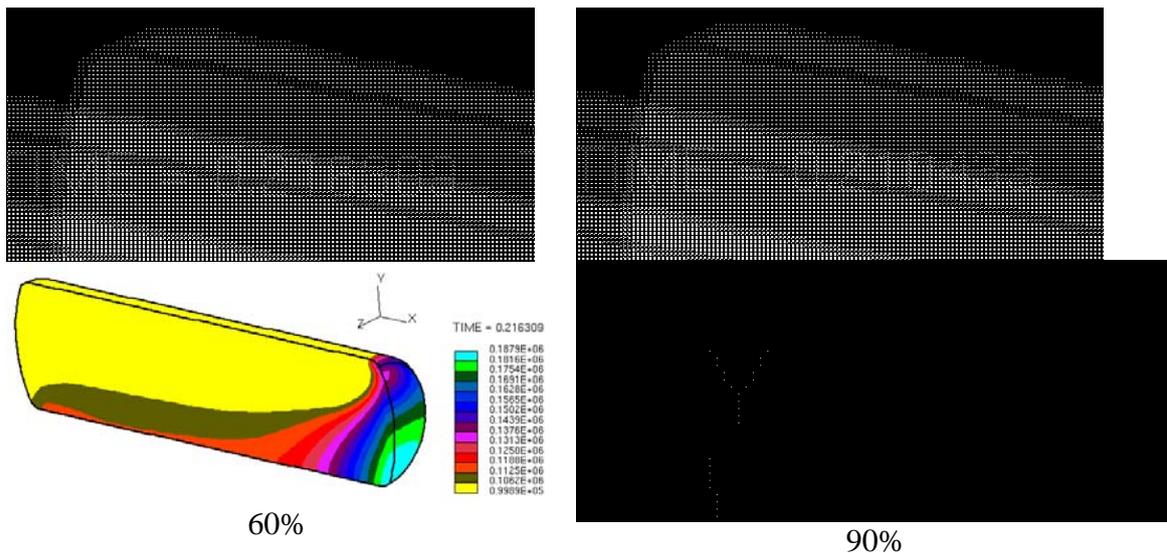


Рис. 5. Результаты расчетов течения по пространственным моделям

Значения давлений жидкости при различной степени дискретизации отличаются несущественно, расхождение составляет 4 – 7 % .

Результаты расчетов по разным моделям показывают, что значение максимального давления на стенку котла отличается на 15 – 20 % . Длительность расчетов по различным моделям и с помощью различных программных продуктов составила 20 мин и 45 мин (продолжительность процесса 0,6 с). Таким образом, для оценки величины давления достаточно применение плоской модели, разработанной в ANSYS (модуль FLOTRAN). В то же время необходимость учета особенностей течения, конструктивных нерегулярностей котла (отверстия под люк, сливной прибор, возможные гасители колебаний и пр.) обуславливает применение пространственной модели.

1. Войткунский Я.И., Фадеев Ю. И., Федяевский К. К. Гидромеханика: учебник; 2-е изд., перераб. и доп. /Я.И. Войткунский, Ю.И. Фадеев, К.К. Федяевский. Л.: Судостроение, 1982. 456 с.

2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. М., 1996. 319 с.

3. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: в 2-х т.; пер. с англ. /К. Флетчер. М.: Мир, 1991. Т2.

4. Moaveni S. Finite element analysis. Theory and application with ANSYS / S. Moaveni. Upper Saddle River, New Jersey, 1999. 527 p.

А.С. Новосёлов, О.М. Чернякова

*Екатеринбург, Уральский Государственный
горный университет*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ГОЛОВКИ ДАТЧИКА СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА СДСВ-01 В СЛОЖНОПОСТРОЕННЫХ ШАХТНЫХ СРЕДАХ

Развитие машиностроительного комплекса порождает множество различных задач, связанных с контролем над истечением газов и жидкостей в различного рода трубопроводах, каналах водо- и воздухопроводов с широким спектром размеров поперечного сечения, конфигураций скруглений и изменений диаметров условного прохода, выполненных из разнообразных материалов, имеющих неконтролируемые отложения на стенках, рабочие среды в которых, как правило, находятся при высоких термодинамических параметрах. Информацию о мгновенной и средней скорости, направлении движения, а также о мгновенном и среднем расходе газовой или жидкой среды применительно к задачам машиностроения, промышленной геофизики, бурения, технических и коммерческих измерений, промышленной, шахтной и рудничной вентиляции можно получать, применяя технологии ультразвуковых измерений.