

В.И. КРИВОЩЕКОВ, канд. техн. наук

(Украина, Днепропетровск, ГВУЗ "Национальный горный университет"),

Л.А. НОВИКОВ

(Украина, Днепропетровск, Институт геотехнической механики НАН Украины)

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОПЫЛЕВОГО ПОТОКА В ТУРБУЛЕНТНЫХ ЗОНАХ ПНЕВМОСЕПАРАТОРА

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Как известно, наибольшая эффективность очистки запыленного воздуха достигается при использовании воздухоочистителей конического и цилиндроконического типов [1].

Основным показателем энергетической эффективности используемой конструкции воздухоочистителя является его гидравлическое сопротивление. Поэтому при использовании различных гидродинамических эффектов, приводящих к интенсификации процессов сепарации, необходимо учитывать величину потерь давления. При этом, как правило, рассматривают местные потери давления, в которых коэффициенты гидравлических сопротивлений определяются экспериментально и представляются в виде функциональных зависимостей геометрических параметров от числа Рейнольдса [2].

Анализ исследований и публикаций. В работах [3, 4] рассмотрены различные конструкции и геометрические соотношения циклонных аппаратов, приведены данные относительно коэффициентов гидравлических сопротивлений, а также влияние концентрации твердой фазы на гидродинамику вихревых течений. Несмотря на это, вопросы расчета воздухоочистителей освещены не в полном объеме [5]. Это объясняется отсутствием необходимой экспериментальной и теоретической базы для исследования гидродинамики двухфазных вихревых потоков, а также учета принятых допущений, которые в некоторых случаях приводят к погрешностям вычислений.

При расчете циклонных аппаратов используются подходы, позволяющие определить общее сопротивление воздухоочистителя путем суммирования сопротивлений каждого из элементов тракта [6]. Однако при этом детально не рассматриваются особенности обтекания поверхностей конструктивных элементов, а также возможность представления всей области течения в виде отдельных турбулентных зон [5].

Постановка задачи. Целью данной работы является разработка методики расчета потерь давления в пневмосепараторе

Изложение материала и результаты. Вихревое движение запыленного воздуха в воздухоочистителе характеризуется неоднородным распределением скоростей фаз и концентраций частиц пыли. Поэтому при исследовании особенностей турбулентного движения двухфазной среды в воздухоочистителе целесообразно рассматривать отдельные турбулентные зоны течения [7].

Суммарные потери давления в воздухоочистителе можно определить по формуле

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{o,i} = \sum_{i=1}^n (\Delta p_{\tau,i} + \Delta p_{m,i}), \quad (1)$$

где $i = 1 - n$ – номер турбулентной зоны; $\Delta p_{o,i}$, $\Delta p_{\tau,i}$, $\Delta p_{m,i}$ – потери давления суммарные, на трение и местные в i – й турбулентной зоне.

В турбулентных зонах воздухоочистителя обтекаемые поверхности расположены различным образом к набегающему потоку. В связи с этим каждую из турбулентных зон можно условно разбить на отдельные участки двухфазного течения, привязанные к рассматриваемым поверхностям и характеризующиеся собственными значениями средней скорости. Тогда выражение (1) можно представить в виде

$$\sum_{i=1}^n \Delta p_{o,i} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m (\Delta p_o)_{i,j} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m ((\Delta p_{\tau})_{i,j} + (\Delta p_m)_{i,j}), \quad (2)$$

где $j = 1 - m$ – номер участка потока; $(\Delta p_o)_{i,j}$, $(\Delta p_{\tau})_{i,j}$, $(\Delta p_m)_{i,j}$ – потери давления суммарные, на трение и местные для j – го участка потока в i – й турбулентной зоне.

Выражая в (2) потери давления $(\Delta p_{\tau})_{i,j}$, $(\Delta p_m)_{i,j}$ через соответствующие значения скорости двухфазной среды, получим

$$\sum_{i=1}^n \Delta p_{o,i} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m (\Delta p_o)_{i,j} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \frac{\rho_i u_{i,j}^2}{2} (\xi_{i,j} + \zeta_{i,j}). \quad (3)$$

Здесь ρ_i – средняя плотность двухфазной среды в i – й турбулентной зоне; $u_{i,j}$ – средняя скорость двухфазной среды для j – го участка потока в i – й турбулентной зоне; $\xi_{i,j}$, $\zeta_{i,j}$ – коэффициенты сопротивления трения и местного сопротивления для j – го участка потока, определяемые по известному значению скорости $U_{i,j}$.

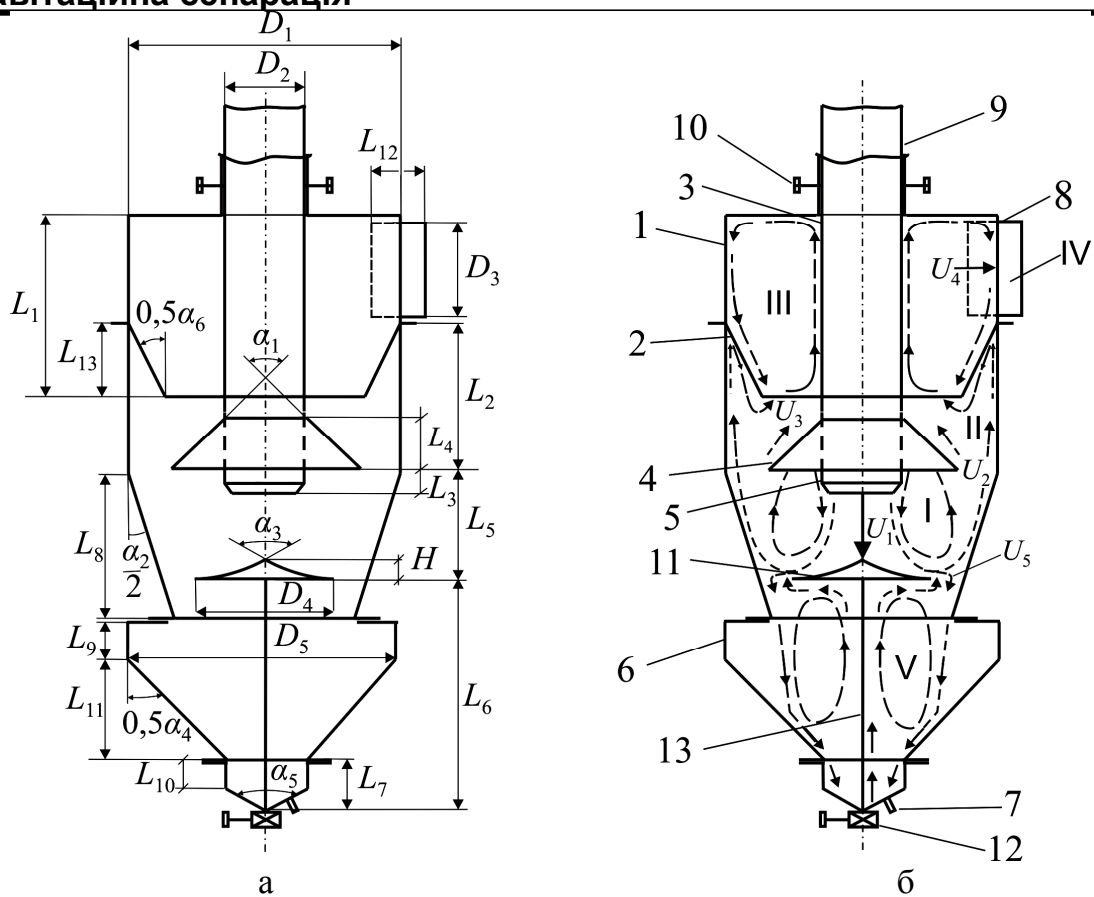
Среднюю плотность двухфазной среды с учетом сжимаемости газообразной фазы [7] можно определить по формуле

$$\rho_i = \rho_c c_i + \rho'_{n,i} (\rho'_{n,i} \rho'_{\kappa,i}{}^{-1})^{1/\chi} (1 - c_i),$$

где $\rho'_{n,i}$, $\rho'_{\kappa,i}$ – плотности газа на входе и выходе из i – й турбулентной зоны; χ – показатель адиабаты; c_i – объемная концентрация частиц пыли в i – й турбулентной зоне, д.е.

Рассмотрим турбулентное течение двухфазной среды в пневмосепараторе с осевым вводом исходного продукта (см. рисунок).

Гравітаційна сепарація



Расположение конструктивных элементов (а) и схема турбулентного течения двухфазной среды в пневмосепараторе (б): 1 – цилиндроконический корпус; 2 – верхний конус; 3 – осевая труба; 4 – нижний конус; 5 – сопло; 6 – бункер; 7 – затвор; 8 – патрубок; 9 – центрирующая труба; 10 – регулировочно-фиксирующие винты; 11 – конусная направляющая; 12 – фиксатор; 13 – опорный стержень; I, II, III, IV, V – турбулентные зоны; U_1, U_2, U_3, U_4, U_5 – средние скорости потока на входе в турбулентные зоны I, II, III, IV, V; D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 – гидравлические диаметры цилиндрической части корпуса, осевой трубы, патрубка, основания конусной направляющей, большего основания конической части бункера; L_1 – расстояние от меньшего основания верхнего конуса до верхней стенки корпуса; L_2, L_3 – расстояния от большего основания нижнего конуса до большего основания верхнего конуса и конца осевой трубы (сопла); L_4 – длина нижнего конуса; H – высота конусной направляющей; L_5, L_6 – расстояния от основания конусной направляющей до большего основания нижнего конуса и дна бункера; L_7 – расстояние от меньшего основания конической части бункера до его дна; L_8 – длина конической части корпуса; L_9, L_{10} – длины цилиндрических частей бункера; L_{11}, L_{12}, L_{13} – длины конической части бункера, патрубка, верхнего конуса; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ – углы конусности нижнего конуса, конической части корпуса, конусной направляющей, конической части бункера, дна бункера, верхнего конуса

Как видно из рисунка, б, в турбулентной зоне I после взаимодействия струи с криволинейной поверхностью конусной направляющей и коническими стенками корпуса формируется восходящее течение двухфазной среды [5]. Такой характер течения аналогичен повороту газового потока на 180° в тупике цилиндрической кольцевой трубы [7]. Тогда местные потери давления в турбулентной зоне I при повороте потока будут определяться как [7]

$$(\Delta p_m)_{1,1} = 0,5\rho_1 U_1^2 \zeta(Lk^{-1}D_2^{-1}, F_1 F_2^{-1}),$$

где ρ_1 – средняя плотность среды в турбулентной зоне I, кг/м³; $L = L_5 - L_3 - H$ – расстояние от конца осевой трубы до поверхности конусной направляющей, м; $F_2 = 0,25\pi D_2^2$ – площадь проходного сечения концевой участка осевой трубы (сопла), м²; F_1 – средняя площадь проходного сечения диффузорного участка длиной L_3 , определяемая по формуле

$$F_1 = 0,125\pi \left(D_1^2 - 2D_2^2 + (D_1 - 2L_3 \operatorname{tg}(0,5\alpha_2))^2 \right).$$

Потери на трение и местные потери давления в диффузорном участке длиной L [7]:

$$(\Delta p_\tau)_{1,2} = 16^{-1} \rho_1 u_{1,2}^2 \lambda_{1,2} \sin^{-1}(0,5\alpha_2) (1 - F_3^2 F_4^{-2}); \quad (4)$$

$$(\Delta p_m)_{1,2} = 0,5 \rho_1 u_{1,2}^2 3,2 \operatorname{tg}^{1,25}(0,5\alpha_2) (1 - F_3^2 F_4^{-2})^2, \quad (5)$$

где $u_{1,2}$ – средняя скорость потока в начальном сечении диффузорного участка после поворота струи, м/с; $\lambda_{1,2}$ – коэффициент потерь на трение по длине диффузорного участка, определяемый как для трубы круглого сечения [7]; F_3, F_4 – площади проходных сечений диффузорного участка в месте его наименьшего и наибольшего расширения соответственно:

$$\begin{cases} F_3 = 0,25\pi (D_1 - 2(L_5 - H) \operatorname{tg}(0,5\alpha_2))^2; \\ F_4 = 0,25\pi (D_1 - 2L_3 \operatorname{tg}(0,5\alpha_2))^2. \end{cases}$$

Коэффициент потерь на трение $\lambda_{1,2}$ можно определить по формуле Альтшуля [7]

$$\lambda_{1,2} = 0,11 \left(\bar{\Delta} + 68 Re_{1,2}^{-1} \right)^{0,25},$$

где $Re_{1,2}$ – число Рейнольдса, определяемое по известной скорости $u_{1,2}$; $\bar{\Delta}$ – относительная шероховатость поверхности.

Потери на трение по длине кольцевого участка L_3 [7]

$$(\Delta p_\tau)_{1,3} = \frac{\rho_1 u_{1,3}^2}{2} \frac{L_3}{D_{cp} - D_2} \left(\frac{0,02 D_2}{D_{cp}} + 0,98 \right) \left(\frac{1}{\lambda_{1,3}} - 0,27 \frac{D_2}{D_{cp}} + 0,1 \right), \quad (6)$$

Гравітаційна сепарація

где $D_{cp} = D_1 - L_3 \operatorname{tg}(0,5\alpha_2)$ – средний гидравлический диаметр кольцевого участка, м; $u_{1,3}$ – средняя скорость потока на входе в кольцевой участок, м/с; $\lambda_{1,3}$ – коэффициент потерь на трение по длине кольцевого участка.

Из рисунка, б следует, что при уменьшении угла конусности α_3 конусной направляющей характер течения двухфазной среды в турбулентной зоне I изменяется. После разделения потока на конических стенках корпуса скорость нисходящего течения увеличивается, а восходящего – уменьшается. Это приводит к соответствующему уменьшению интенсивности турбулентности и средней скорости вихревого течения в зонах I – IV и увеличению указанных параметров в зоне V.

Местные потери давления при входе потока в турбулентную зону II через зазор между боковой поверхностью нижнего конуса и цилиндрическими стенками корпуса (внезапное сужение), а также потери на трение по длине диффузорного участка L_4 определяются соответственно по следующим формулам [7]:

$$(\Delta p_m)_{2,1} = 0,5 \rho_2 U_2^2 (1 - F_5 F_6^{-1})^{3/4}; \quad (7)$$

$$(\Delta p_\tau)_{2,2} = 0,5 \rho_2 U_2^2 \left[\lambda_{2,2} 8^{-1} \sin^{-1}(0,5\alpha_1) (1 - F_5^2 F_6^{-2}) + \lambda_{2,2} L_4 D_1^{-1} \right], \quad (8)$$

где $\lambda_{2,2}$ – коэффициенты потерь на трение по длине диффузорного участка; ρ_2 – средняя плотность двухфазной среды в турбулентной зоне II, кг/м³; F_5, F_6 – площади проходных сечений диффузорного участка в месте его наименьшего и наибольшего расширения соответственно, м², определяемые как:

$$\begin{cases} F_5 = 0,25\pi \left[D_1^2 - (D_2 + 2L_4 \operatorname{tg}(0,5\alpha_1))^2 \right]; \\ F_6 = 0,25\pi (D_1^2 - D_2^2). \end{cases}$$

Местные потери давления $(\Delta p_m)_{2,2}$ в диффузорном участке L_4 и потери на трение $\Delta(p_\tau)_{2,3}$ по длине кольцевого участка $L_{k2} = L_2 - L_4 - L_{13}$ (рисунок, а) определяются так же, как и в (5), (6) соответственно.

Выражение (8) отличается от (4) наличием второго слагаемого, учитывающего потери на трение по длине L_4 участка осевой трубы.

Между верхним конусом и цилиндрическими стенками корпуса формируется замкнутая вихревая область течения (по аналогии с двухгранным углом). Соотношения для потерь давления в этой области течения следующие:

$$\begin{cases} (\Delta p_\tau)_{2,4} = 0,5 \rho_2 u_{2,4}^2 \xi_{\delta=0,5\alpha_6}; \\ (\Delta p_m)_{2,4} = 0,5 \rho_2 u_{2,4}^2 \zeta_{\delta=0,5\alpha_6}, \end{cases}$$

где $\xi_{\delta=0,5\alpha_6}$, $\zeta_{\delta=0,5\alpha_6}$ – потери на трение и местные потери давления, возникающие при повороте потока на угол $\delta = 0,5\alpha_6$, град.

Вход потока в турбулентную зону III через верхний конус характеризуется местными потерями давления [7], которые можно записать так:

$$(\Delta p_m)_{3,1} = 0,5k_{cz}\rho_3U_3^2[1 - F_7F_6^{-1}]^m, \quad (9)$$

где k_{cz} – коэффициент сглаживания [7]; m – показатель степени, зависящий от условий входа [7]; ρ_3 – средняя плотность двухфазной среды в турбулентной зоне III, кг/м³; F_7 – площадь проходного сечения верхнего конуса в месте его наименьшего расширения, определяемая как

$$F_7 = 0,25\pi[(D_1 - 2L_{13}\text{tg}(0,5\alpha_6))^2 - D_2^2].$$

Потери на трение $\Delta(p_\tau)_{3,2}$ и местные потери $\Delta(p_m)_{3,2}$ давления при течении среды в верхнем конусе, а также потери на трение $\Delta(p_\tau)_{3,3}$ по длине кольцевого участка $L_{k3} = L_1 - L_{13}$ (рисунок, а) определяются так же, как и в выражениях (4)-(6) соответственно.

Местные потери, возникающие при повороте потока после его взаимодействия с верхней крышкой корпуса

$$(\Delta p_m)_{3,4} = 0,5\rho_3u_{3,3}^2\zeta|_{\delta=180^\circ}, \quad (10)$$

где $\zeta|_{\delta=180^\circ}$ – коэффициент местных потерь при повороте потока на 180°; $u_{3,3}$ – средняя скорость потока в конце кольцевого участка L_{k3} , м/с.

Потери давления в турбулентной зоне IV определяются по формулам [7]:

$$\begin{cases} (\Delta p_m)_{4,1} = 0,5\rho_4U_4^2\zeta_0; \\ (\Delta p_\tau)_{4,2} = 0,5\rho_4U_4^2\lambda_{4,2}L_{12}D_3^{-1}, \end{cases} \quad (11)$$

где $(\Delta p_m)_{4,1}$, $(\Delta p_\tau)_{4,2}$ – местные потери давления при входе потока в патрубок и потери на трение по длине патрубка, Па; ζ_0 – коэффициент местных потерь давления при выходе потока через боковое отверстие в концевом участке трубы [7]; ρ_4 – средняя плотность двухфазной среды в турбулентной зоне IV, кг/м³.

В зазоре между основанием конусной направляющей и коническими стенками корпуса существует два противоположно направленных кольцевых течения (рисунок, б). Это течение, входящее в турбулентную зону V, и течение, выходящее из этой зоны.

Примем ширину зазора, равной z , толщину входящего и выходящего течений перед зазором – соответственно равными h_1 и h_2 , толщину входящего и вы-

Гравітаційна сепарація

ходящих течений в зазоре – соответственно равными h_{z1} и h_{z2} ($h_{z1} < h_1$, $h_{z2} < h_2$). Тогда местные потери давления $\Delta(p_m)_{5,1}$ при входе потока в зазор будут определяться так же, как и в (7).

Потери на трение $\Delta(p_T)_{5,2}$ в турбулентной зоне V по длине конфузورного участка $L_8 - L_5$ (рисунок, а) определяются так же, как и в (4). Для определения местных потерь давления можно воспользоваться соотношением [7]

$$(\Delta p_m)_{5,2} = \frac{\rho_5 u_{5,2}^2}{2} \left(A_1 \frac{F_8^4}{F_9^4} + A_2 \frac{F_8^3}{F_9^3} + A_3 \frac{F_8^2}{F_9^2} + A_4 \frac{F_8}{F_9} + A_5 \right) (\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p), \quad (12)$$

где $\alpha_p = 0,01745\alpha$; $A_1 = -0,0125$; $A_2 = 0,0224$; $A_3 = -0,00723$; $A_4 = 0,00444$; $A_5 = -0,00745$ – числовые коэффициенты; ρ_5 – средняя плотность двухфазной среды в турбулентной зоне V, кг/м³; $u_{5,2}$ – средняя скорость потока в наиболее суженной части конфузора, м/с; F_8, F_9 – площади проходных сечений конфузورного участка $L_8 - L_5$ в месте его наибольшего и наименьшего сужения, м²:

$$\begin{cases} F_8 = 0,25\pi(D_1 - 2L_8 \operatorname{tg}(0,5\alpha_2))^2; \\ F_9 = 0,25\pi(D_1 - 2L_5 \operatorname{tg}(0,5\alpha_2))^2. \end{cases}$$

Местные потери давления в начале цилиндрического участка бункера длиной L_9 (внезапное расширение)

$$(\Delta p_m)_{5,3} = 0,5\rho_5 u_{5,2}^2 (1 - F_8^2 F_{10}^{-2}),$$

где $F_{10} = 0,25\pi D_5^2$ – площадь поперечного сечения цилиндрической части бункера длиной L_9 , м².

Потери на трение $\Delta(p_T)_{5,4}$ и $\Delta(p_T)_{5,6}$ по длине цилиндрических участков бункера L_9 и L_{10} (соответственно) определяются так же, как и во втором выражении системы (11), а потери на трение $\Delta(p_T)_{5,5}$ и местные потери $\Delta(p_m)_{5,5}$ по длине конфузорного участка L_{11} – так же, как и в выражениях (4), (12) соответственно.

На участке длиной $L_7 - L_{10}$ (дно бункера) происходит поворот потока на 180°. При этом местные потери давления $\Delta(p_m)_{5,7}$ будут определяться так же, как и в (10). Аналогичным образом определяются местные потери давления $\Delta(p_m)_{5,8}$ при повороте восходящего потока после его взаимодействия с основанием конусной направляющей.

Местные потери давления $\Delta(p_m)_{5,9}$ при выходе потока со скоростью $u_{5,9}$ через зазор определяются так же, как и $\Delta(p_m)_{5,1}$.

После формирования турбулентной зоны V наблюдается выход потока через зазор и его слияние с восходящим течением в зоне I. При этом объемные расходы двухфазной среды в зонах I – IV увеличиваются, а следовательно, возрастают и потери давления.

Выводы и направления дальнейших исследований:

- при определении местных потерь давления в зазоре между основанием конусной направляющей и стенками корпуса необходимо учитывать существование двух смежных и противоположно направленных кольцевых течений;
 - после формирования зоны V потери давления в остальных турбулентных зонах увеличиваются;
 - эффективность сепарации пыли и аэродинамическое сопротивление пневмосепаратора зависят от формы и расположения конусной направляющей;
- Дальнейшие исследования авторов будут направлены на изучение влияния газодинамических и конструктивно-технологических параметров пневмосепаратора на эффективность его работы.

Список литературы

1. **Василевский, М.В.** Обеспыливание газов инерционными аппаратами [Текст] / М.В. Василевский. – Томск: ТПУ, 2008. – 258 с.
2. **Смирнов, М.Е.** Циклон для литейного производства [Текст] / М.Е. Смирнов, А.В. Сугак, Г.М. Гончаров // Экология и промышленность России. – 2000. – №5. – С. 13-14.
3. **Страус, В.** Промышленная очистка газов [Текст] / В. Страус. – М: Химия, 1981. – 616 с.
4. **Штым, А.Н.** Аэродинамика циклонно-вихревых камер [Текст] / А.Н. Штым. – Владивосток: Дальневосточный ун-т, 1985. – 200 с.
5. **Кривошеков, В.И.** К разработке пневмосепаратора с осевым вводом исходного продукта [Текст] / В.И. Кривошеков, Л.А. Новиков // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2011. – Вип. 44(85). – С. 86-96.
6. **Приходько, В.П.** Исследование гидравлического сопротивления аппаратов с вихревыми контактными устройствами [Текст] / В.П. Приходько, В.Н. Сафонов, Л.П. Холпанов // Теплообменное оборудование – 88 : тез. докл. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988. – С. 14-15.
7. **Идельчик, И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

© Кривошеков В.И., Новиков Л.А., 2011

*Надійшла до редколегії 05.09.2011 р.
Рекомендовано до публікації д.т.н. Л.Ж. Горобець*