

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ МЕЖДУ ВОЗДУХОМ И ВОДОЙ В ВЕНТИЛЯТОРНОЙ ГРАДИРНЕ С ОРОСИТЕЛЬНЫМ УСТРОЙСТВОМ ПЛЕНОЧНОГО ТИПА

А.В. Шалимов, Д.В. Ольховский  
Горный институт УрО РАН, г. Пермь

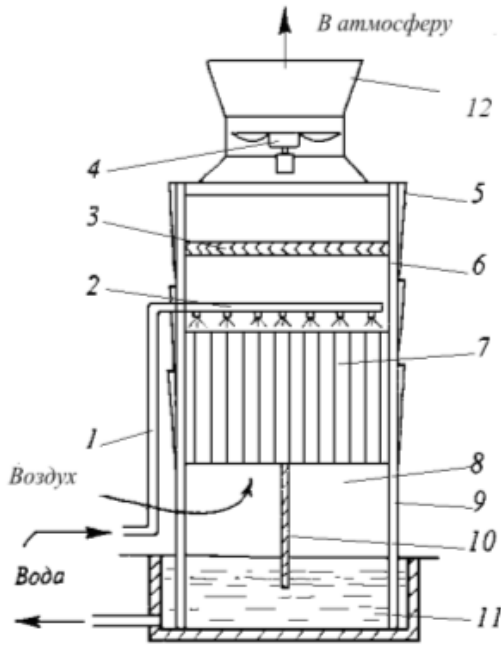
**Аннотация:** Проведены аналитические исследования работы вентиляторной градирни с оросителем пленочного типа. Построена математическая модель охлаждения горячей воды холодным атмосферным воздухом с учетом их непосредственного контакта в оросителе, сопровождающегося испарением воды и поглощением воздухом теплоты ее фазового перехода. Рассмотрены два варианта моделирования – для атмосферного воздуха высокой влажности, насыщение влагой которого в оросителе идет при 100%-ой относительной влажности, и для сухого наружного воздуха, интенсивность увлажнения которого за счет испарения воды определяется по разности парциального давления пара в воздухе и давления насыщенного пара над поверхностью воды. Сделаны оценочные расчеты интенсивности охлаждения вода с использованием эмпирических зависимостей для определения коэффициентов тепло- и влагообмена. На основании сравнения расчетных результатов с опытными данными установлено, что их значения нуждаются в уточнении путем проведения процедуры их калибровки – подгонки под соответствие замеренным значениям температур воды и воздуха на выходе из градирни. Полученные зависимости после подбора калибровочных значений коэффициентов тепло- и влагообмена для градирни конкретного типа позволяют производить численное прогнозирование эффективности охлаждения воды при изменении термодинамических параметров и расходов воды и воздуха.

**Ключевые слова:** теплообмен, испарение, абсолютная и относительная влажности воздуха, насыщенный пар, парциальное давление, объемная теплоемкость, удельная теплота парообразования, калибровочные параметры.

### Введение

В настоящее время градирни являются наиболее эффективными охлаждающими устройствами в промышленности, предназначенными для охлаждения воды, используемой для отведения тепла от технологического оборудования в системах оборотного водоснабжения [1, 2]. Градирня представляет собой контактный теплообменный аппарат для охлаждения большого количества воды направленным потоком атмосферного воздуха. Основной принцип ее функционирования состоит в испарении воды во время теплового контакта с воздухом, при котором температура воды снижается, причем тем сильнее, чем больше поверхность теплообмена [3]. Из всех существующих типов градирен [4], классифицируемых по способу подвода воздуха к воде (башенные, атмосферные, эжекционные), вентиляторные градирни нашли самое широкое применение благодаря своей компактности [5, 6]. Они обеспечивают более глубокое охлаждение воды, чем безвентиляторные градирни, меньшую зависимость степени охлаждения от параметров наружного воздуха, а также возможность регулировки охлаждающей способности.

Устройство и принцип работы вентиляторной градирни достаточно прост [7]. Нагретая вода подается на водораспределительное устройство, которое представляет собой систему трубопроводов с разбрызгивающими соплами. Вода, проходя под давлением или самотеком, разбивается на мелкие капли размером 2-3 мм, и распределяется по всему объему градирни, после чего попадает на оросительное устройство, имеющее большую контактную поверхность. При прохождении воды через ороситель происходит перераспределение и перемешивание потоков, в результате чего охлаждающий эффект растет. Одновременно навстречу движению воды через воздухозаборные окна подается поток воздуха, который после нагрева и насыщения влагой в виде паровоздушной смеси выбрасывается в атмосферу. Охлажденная вода собирается и накапливается в водосборной емкости и подается на оборудование (рис.).



#### Схема градирни

- 1 – подводящий трубопровод;
- 2 – водораспределительная система;
- 3 – каплеуловитель,
- 4 – вентилятор;
- 5 – обшивка;
- 6 – корпус градирни;
- 7 – ороситель;
- 8 – воздухораспределительное пространство;
- 9 – воздухоходные окна;
- 10 – ветровая перегородка;
- 11 – бассейн;
- 12 – диффузор

#### Моделирование

Для каждого конкретного типа градирен существуют технические характеристики, связывающие эффективность работы с параметрами обменивающимися теплом сред – воды и воздуха. С учетом возможности изменения конфигурации оросительных элементов и использования нескольких градирен в составе системы охлаждения воды величина тепловой мощности системы на основании лишь технических характеристик становится плохо предсказуемой без математической модели теплообмена. В общем случае точный расчет работы вентиляторной градирни производится численно решением дифференциальных уравнений тепло- и влагообмена между водой и воздухом с помощью специализированного программного обеспечения [8, 9], но для получения оценочных прогнозных результатов интенсивности охлаждения воды в градирне более удобными и практичными в применении являются аналитические зависимости, получение которых возможно лишь на основе аналитического моделирования с использованием обоснованных приближений.

Построение аналитической модели тепло-массообменных процессов между водой и воздухом в вентиляторной градирне с оросительным устройством пленочного типа [10] производится на основе следующих приближений.

1. Теплообмен полагается одинаковым во всех каналах градирни, поэтому задача сводится к описанию процесса только в одном канале, а в остальных будет то же самое.

2. Предполагается, что охлаждается испарением только вода. Температура же воздуха увеличивается исключительно в результате теплового контакта с водой в каналах наполнителя.

3. Убыль воды за счет испарения не учитывается.

4. В зависимости от влажности наружного воздуха возможны два варианта приближения для построения аналитической модели.

4.1. Теплообмен между водой и воздухом с влажностью, близкой к предельной, происходит в два этапа: сначала воздух до попадания в каналы наполнителя, проходя сквозь свободно падающие в бассейн капли, насыщается влагой до предела, охлаждая воду испарением без теплового контакта; затем в каналах наполнителя теплообмен идет при 100%-ой влажности.

4.2. Теплообмен между сухим воздухом и водой происходит только в каналах наполнителя. Интенсивность испарения при этом пропорциональна разности давлений пара насыщенного и парциального в каждой точке контакта воды с воздухом.

Для фигурирующих в аналитической модели теплообмена параметров вводятся следующие обозначения, а также приводятся технические и замеренные значения параметров для градирни с блоками орошения типа CF1900MA, на которой проводилась экспериментальная верификация расчетных результатов.

$N$  – количество каналов наполнителя (оросителя) (28350 шт.);

$d_1, d_2$  – размеры одной прямоугольной ячейки наполнителя, м (0,04 м и 0,053 м);

$F$  – суммарная эффективная площадь теплообмена между воздухом и водой в наполнителе с учетом рифления стенок канала,  $m^2$  (~15000  $m^2$ );

$L$  – длина каналов наполнителя (длина пути теплообмена), м (1,73 м);

$T_{w0}, T_{wk}$  – начальная температура воды до прохождения каналов наполнителя от  $z = 0$  до  $z = L$ , °C (32,6 °C);

$T_{a0}, T_{ak}$  – начальная температура воздуха до прохождения каналов наполнителя от  $z = 0$  до  $z = L$ , °C (10,0 °C);

$\xi_0, \xi_k$  – начальная и конечная относительная влажность воздуха до и после прохождения градирни (40% (4,2) - 100% (4,1)); для каналов наполнителя от  $z = 0$  до  $z = L$ , °C (100% (4,1) - 100% (4,1));

$Q_w, Q_a$  – общие объемные расходы воды и воздуха,  $m^3/c$  (548/3600  $m^3/c$ , 120  $m^3/c$ );

$q_w = Q_w/N, q_a = Q_a/N$  – объемные расходы воды и воздуха в расчете на один канал,  $m^3/c$  (5,37e-5  $m^3/c$ , 4,23e-3  $m^3/c$ );

$v = \frac{q_a}{d_1 d_2}$  – скорость движения воздуха (относительно стенки канала и относительно

воды, т.к.  $q_w \ll q_v$ ), м/с (2,0 м/с);

$c_w$  – объемная теплоемкость воды, Дж/( $m^3 \cdot ^\circ C$ ) (4170000 Дж/( $m^3 \cdot ^\circ C$ ));

$c_a$  – объемная теплоемкость воздуха, Дж/( $m^3 \cdot ^\circ C$ ) (1320 Дж/( $m^3 \cdot ^\circ C$ ));

$r$  – удельная теплота парообразования, Дж/кг (2258000 Дж/кг);

$\mu(\xi, T)$  – абсолютная влажность воздуха, как функция относительной влажности  $\xi$  и температуры воздуха  $T$ , кг/ $m^3$  (по графику предельной абсолютной влажности воздуха приближенно  $\mu' = d\mu(100\%, T)/dT = 0,001$  кг/( $m^3 \cdot ^\circ C$ ));

$\varepsilon = \frac{d_1 d_2 L}{F / N}$  – отношение объема канала к его поверхности, м (0,00693 м);

$k$  – коэффициент теплообмена между водой и воздухом, ввиду большой интенсивности процессов перемешивания в воде и воздухе может быть принят равным коэффициенту теплоотдачи [11]

$$k \left( \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot ^\circ \text{C}} \right) = 3.4 \frac{v^{0.8} (\text{м} / \text{с})}{\left( 2 \sqrt{\frac{d_1 d_2}{\pi}} \right)^{0.2} (\text{м})} \quad (\sim 11 \text{ Дж} / (\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot ^\circ \text{C})). \quad (1)$$

Плотности потока тепла в воду  $j_w$ , Дж/( $m^2/c$ ) и в воздух  $j_a$ , Дж/( $m^2/c$ ) в каналах наполнителя в соответствии со сделанными приближениями будут равны

$$\begin{cases} j_w(z) = -k(T_w(z) - T_a(z)) - \varepsilon v r \mu' \frac{dT_a(z)}{dz} < 0 \\ j_a(z) = k(T_w(z) - T_a(z)) > 0 \end{cases}, \quad (2)$$

здесь  $z$  – координата по ходу движения воздуха, отсчитываемая от нижней точки канала наполнителя ( $z = 0$ ) до верхней точки ( $z = L$ ), м.

Потоки тепла идут на изменение теплосодержания сред

$$\begin{cases} j_w(z) = -\frac{c_w Q_w}{F/L} \frac{dT_w(z)}{dz} < 0 \\ j_a(z) = \frac{c_a Q_a}{F/L} \frac{dT_a(z)}{dz} > 0 \end{cases} \quad (3)$$

После приравнивания (2) и (3) и введения безразмерной координаты  $\zeta = z/L$  получается система двух дифференциальных уравнений первого порядка для  $T_w(\zeta)$  и  $T_a(\zeta)$

$$\begin{cases} A_w(T_w(\zeta) - T_a(\zeta)) = \frac{dT_w(\zeta)}{d\zeta} \\ A_a(T_w(\zeta) - T_a(\zeta)) = \frac{dT_a(\zeta)}{d\zeta} \end{cases} \quad (4)$$

с начальными условиями

$$T_{w0}(1) = T_{w0}, \quad T_{a0}(0) = T_{a0}. \quad (5)$$

Безразмерные комплексы  $A_w$  и  $A_a$  имеют вид

$$\begin{cases} A_w = \frac{kF}{c_w Q_w} \left( 1 + \frac{r\mu'}{c_a} \right) \\ A_a = \frac{kF}{c_a Q_a} \end{cases} \quad (6)$$

Система (4)-(6) имеет аналитическое решение

$$\begin{cases} T_w(\zeta) = \frac{\alpha T_{a0} - T_{w0}}{\alpha - 1} + \frac{\alpha(T_{w0} - T_{a0})}{\alpha - 1} e^{-(A_w - A_a)(1 - \zeta)} \\ T_a(\zeta) = \frac{\alpha T_{a0} - T_{w0}}{\alpha - 1} + \frac{T_{w0} - T_{a0}}{\alpha - 1} e^{(A_w - A_a)\zeta} \end{cases}, \quad (7)$$

где

$$\alpha = \frac{A_w e^{A_w}}{A_a e^{A_a}}. \quad (8)$$

Решение применимо для численного расчета во всей области параметров задачи, за исключением  $\alpha = 1$  ( $A_w = A_a \equiv A$ ), где после раскрытия неопределенности получается

$$\begin{cases} T_w(\zeta) = T_{w0} - \frac{(T_{w0} - T_{a0})}{1 + 1/A} (1 - \zeta) \\ T_a(\zeta) = T_{a0} + \frac{(T_{w0} - T_{a0})}{1 + 1/A} \zeta \end{cases} \quad (9)$$

При падении в бассейн в соответствии со сделанным предположением вода охлаждается дополнительно за счет испарения на  $\Delta T_w$

$$\Delta T_w = \frac{r Q_a \mu(\xi_k, T_{a0})(1 - \xi_0 / \xi_k)}{c_w Q_w}. \quad (10)$$

Опытные данные свидетельствуют о том, что модель теплообмена в приближении 100%-ой относительной влажности воздуха соответствует реальности только в жаркую дождливую погоду, когда абсолютная влажность наружного воздуха близка к предельной. В сухую прохладную погоду воздух при движении сквозь градирню не успевает насыщаться влагой до предела, поэтому вклад фазового перехода в охлаждение воды должен моделироваться иначе, на основе приближения 4.2.

В соответствии с приближения 4.2 система уравнений (2) принимает вид

$$\begin{cases} j_w(z) = -k(T_w(z) - T_a(z)) - \bar{j}(z) < 0 \\ j_a(z) = k(T_w(z) - T_a(z)) > 0 \end{cases}, \quad (11)$$

где в предположении неизменной 100%-ой влажности воздуха было  $\bar{j}(z) = \varepsilon \nu r \mu' \frac{dT_a(z)}{dz}$ ,

а сейчас плотность потока тепла из воды, идущего на испарение, пропорциональна разности давлений насыщенного пара и парциального, а значит, и соответствующих значений концентраций пара –  $C_H(z)$ , кг/м<sup>3</sup> и  $C(z)$ , кг/м<sup>3</sup> :

$$\bar{j}(z) = r j_m(z), \quad (12)$$

$$j_m(z) = k_m(C_H(z) - C(z)), \quad (13)$$

$j_m$  – плотность потока пара из воды в воздух, кг/(м<sup>2</sup>·с),  $k_m$  – коэффициент влагообмена между воздухом и стекающей водой, м/с по аналогии с коэффициентом теплообмена  $k$ . С учетом турбулентности процессов тепло- и влагообмена между  $k$  и  $k_m$  может быть установлена связь, исходя из того, что, оба перенос и тепла, и влаги производится движущимися через пограничный слой частицами воздуха. При этом интенсивности теплопереноса и влагопереноса отличаются в  $\rho/C_H$  раз, т.к. тепло переносят все молекулы воздуха, а влагу – только молекулы пара ( $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>). В приближении единого механизма переноса плотность потока тепла в воду можно выразить не только через  $k$ , но и через  $k_m$ :

$$j_w(z) = -k(T_w(z) - T_a(z)) = -j_m(z) \frac{\rho}{C_H(z)} \frac{c_a}{\rho} (T_w(z) - T_a(z)), \quad (14)$$

откуда с учетом (13) и приближения  $C_H(z) - C(z) \sim C_H(z)$  (аргументируется опытными данными, свидетельствующими о не достижении воздухом предельной влажности при прохождении градирни) следует оценочная связь между коэффициентами

$$k = k_m c_a. \quad (15)$$

Конкретизировать вид  $\bar{j}(z)$  в (12) можно, выразив изменение концентрации пара в воздухе через  $j_m$ :

$$C(z) - C_0 = \frac{2(d_1 + d_2)}{d_1 d_2 \nu} \int_0^z j_m(\zeta) d\zeta, \quad (16)$$

где  $C_0 = C(z=0)$  – начальная концентрация пара в воздухе, кг/м<sup>3</sup>. Теперь если продифференцировать (16) по  $z$  и подставить в (14), то получается дифференциальное уравнение для  $C(z)$ :

$$\frac{dC}{dz} = \eta(C_H(z) - C(z)), \quad (17)$$

$$\eta = \frac{2k_m(d_1 + d_2)}{d_1 d_2 \nu}, \quad (18)$$

решение которого имеет вид

$$C(z) = e^{-\eta z} \left( \eta \int_0^z C_H(\zeta) e^{\eta \zeta} d\zeta + C_0 \right), \quad (19)$$

и после подстановки (19) в (13) и (12) получается

$$\bar{j}(z) = rk_m \left[ C_H(z) - e^{-\eta z} \left( C_0 + \eta \int_0^z C_H(\zeta) e^{\eta \zeta} d\zeta \right) \right]. \quad (20)$$

При подстановке (3) и (20) в (11) система уравнений для определения температур воздуха и воды как функций вертикальной координаты приобретает вид:

$$\begin{cases} -\frac{c_w Q_w}{F/L} \frac{dT_w(z)}{dz} = -k(T_w(z) - T_a(z)) - rk_m \left[ C_H(z) - e^{-\eta z} \left( C_0 + \eta \int_0^z C_H(\zeta) e^{\eta \zeta} d\zeta \right) \right] < 0 \\ \frac{c_a Q_a}{F/L} \frac{dT_a(z)}{dz} = k(T_w(z) - T_a(z)) > 0 \end{cases}, \quad (21)$$

где концентрация насыщенного пара  $C_H(z) = \mu(100\%, T_a(z))$  определяется, как функция предельной абсолютной влажности воздуха в зависимости от его температуры, зависящей от  $z$ , по таблице или графику предельной абсолютной влажности воздуха.

Аналитического решения система (21) не имеет и может быть решена только численно, либо упрощена с помощью каких-нибудь допущений. И такое упрощение сделать можно, если провести оценку значений  $\bar{j}(z)$  при характерных значениях параметров задачи. Получается, что изменения этой функции по длине канала незначительны, интенсивность испарения максимальна внизу и уменьшается при движении воздуха вверх в пределах 50% от начального значения и составляет

$$\bar{j}(z) \approx rk_m C_0 = const. \quad (22)$$

Приближение (22) не является грубым, поскольку  $k_m$  является калибровочным параметром, поэтому (22) может рассматриваться в качестве средней по длине канала плотности оттока тепла из воды на испарение.

### Выводы

В соответствии с приведенными вначале характерными значениями физических величин безразмерные параметры (6) и (8) принимают значения  $A_w=0,466$ ;  $A_v=1,042$  и  $\alpha=0,251$ . Расчетное значение температуры воздуха на выходе  $T_a(1)=17,62^\circ\text{C}$ , температуры воды на выходе из наполнителя  $T_w(0)=22,33^\circ\text{C}$ . При падении в бассейн вода охлаждается еще на  $2,4^\circ\text{C}$  (10), т.е. суммарное изменение температуры воды в приближении 4.1 составляет  $T_w(0) - \Delta T_w = 20,0^\circ\text{C}$ . Расчет (21) в приближении 4.2 и (22) дает ожидаемое меньшее охлаждение воды, т.к. воздух не успевает насыщаться влагой до предела и, соответственно, не использует весь тепловой ресурс фазового перехода воды в пар.

Соотношения (1) и (15) для определения значений коэффициентов тепло- и влагообмена являются оценочными. Разными авторами на основании результатов экспериментальных и теоретических исследований предлагаются различные способы их определения, применимые для конкретных условий и параметров, в области которых эти исследования проводились [12, 13]. Поэтому на получение точных расчетных результатов рассчитывать не приходится, и для достижения приемлемой точности прогнозных результатов лучше использовать их в качестве связанных калибровочных параметров, подгоняемых под опытные данные. Возможны следующие варианты расчета.

- Без калибровки.  $k$  определяется в из (1), а  $k_m$  – из (15). Возможно несоответствие опытным данным, или даже превышение 100%-ой влажности воздуха.
- Калибровка по значению  $k_m$ , а  $k$  определяется из (1).

- Калибровка по значению  $k$ , а значение  $k_m$  пересчитывается на каждом шаге подбора  $k$  связью (15).
- Двухпараметрическая калибровка по обоим параметрам. Имеет смысл только после проведения однопараметрической в качестве уточняющей процедуры подгонки под опытные данные по двух характеристикам – температуре и влажности воздуха.

Полученные зависимости после подбора калибровочных значений коэффициентов тепло- и влагообмена для градирни конкретного типа позволяет производить численное прогнозирование эффективности охлаждения воды при изменении термодинамических параметров и расходов воды и воздуха.

*Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства науки и образования РФ в рамках соглашения по государственному заданию № 075-03-2021-374 от 29 декабря 2020 г.*

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мухиддинов Д.Н., Муртазаев К.М. Интенсификация тепло-массообменных процессов охлаждения оборотной воды в градирнях. – Москва: Русайнс, 2020. – 103 с.
2. Медведева Л.В. Физические основы теплосъема в системах оборотного водоснабжения промышленных объектов // Природные и техногенные риски (физико-математические и прикладные аспекты). – 2021. – № 1 (37). – С. 43-48.
3. Шевелев С.А., Зяблова Н.Н. О влиянии процессов испарения воды на эффективность охлаждения в градирнях // Известия Томского политехнического ун-та. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330, № 3. – С. 217-224. – DOI: 10.18799/24131830/2019/3/180.
4. Уланова А.С., Михайлов А.Г. Классификация градирен // Техника и технологии: роль в развитии современного общества. – 2016. – № 9. – С. 5.
5. Киркор М.А., Киркор А.В., Бондарев Р.А. Влияние внутренней аэродинамики на эффективность работы малых вентиляторных градирен // Вестн. Могилевского гос. ун-та продовольствия. – 2020. – № 2 (29). – С. 93-101.
6. Недоспасов Д.С. Вентиляторные градирни, принцип работы и эксплуатация // Стратегии и тренды развития науки в современных условиях. – 2019. – № 1 (5). – С. 46-48.
7. Дмитриев А.В., Круглов Л.В., Хафизова А.И., Дмитриева О.С., Молчанов М.А. Экспериментальное исследование растекания воды в струйно-пленочном контактном устройстве // Вестн. Технологич. Ун-та. – 2018. – Т. 21, № 4. – С. 78-80.
8. Николаева О.С. Теплотехнические расчеты вентиляторных градирен // Изв. Всерос. науч.-исслед. ин-та гидротехники им. Б.Е. Веденеева. – 2017. – Т. 283. – С. 82-87.
9. Гильфанов К.Х., Давлетшин Ф.М., Гилязов Д.Р. Тепло- и массообмен при охлаждении воды в оросителях градирни с принудительной тягой // Изв. вузов. Проблемы энергетики. – 2009. – № 11-12. – С. 33-40.
10. Дмитриев А.В., Мадьшев И.Н., Круглов Л.В., Чичирова Н.Д. Оценка эффективности процессов тепло- и массообмена в трехпоточной испарительной градирне с наклонно-гофрированными контактными элементами // Вестн. Казанского гос. энергетич. ун-та. – 2020. – Т. 12, № 4 (48). – С. 126-135.
11. Казаков Б.П., Шалимов А.В., Гришин Е.Л. Теплообмен вентиляционного воздуха с крепью воздухоподающего ствола и породным массивом // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2011. – № 5. – С. 92-98.
12. Дмитриев А.В., Дмитриева О.С., Мадьшев И.Н. Определение объемного коэффициента массоотдачи в градирнях со струйно-пленочными контактными устройствами // Инженерно-физический журнал. – 2021. – Т. 94, № 1. – С. 121-126.
13. Лаптев А.Г., Лаптева Е.А. Математические модели и расчет коэффициентов тепло- и массоотдачи в насадках вентиляторных градирен // Инженерно-физический журнал. – 2017. – Т. 90, № 3. – С. 678-684.