

А. А. Ахременков, Е. Н. Степанов

Термодинамический анализ одноконтурной системы отопления с элеватором и без него

Аннотация. В работе получены соотношения, связывающие основные характеристики одноконтурной системы отопления с коэффициентами теплопереноса, температурами нагревателя и окружающей среды.

Ключевые слова и фразы: система отопления, термодинамический анализ, элеватор.

Введение

До сорока процентов затрат энергии в России составляют затраты на отопление зданий. При существующей системе отопления от тепловых электростанций до потребителя доходит от 60 до 40 процентов вырабатываемой энергии. При этом потери связаны не только с качеством теплоизоляции трубопроводов, значительной их длиной, но и с энтропийными потерями в элеваторах, которые стоят на входе в отапливаемое здание и осуществляют перемешивание горячего теплоносителя, поступающего на отопление, с потоком охлажденного теплоносителя, покидающего здание. И здесь нельзя не вспомнить Ф. Бошняковича, который характеризовал энергосбережение как «борьбу с энтропией».

Системы отопления получают тепло либо непосредственно от генератора теплоты (котла того или иного типа), либо от бойлера, куда подается горячая вода или пар от ТЭЦ. На входе в отапливаемое здание часто устанавливают элеватор — устройство, в котором вода, прошедшая систему отопления, смешивается с входным потоком. Установка элеваторов имеет целью выровнять температуры воды в системе отопления, а значит, и в отапливаемых помещениях [1–3].

В зависимости от свойств отопителя, его температура не зависит от расхода теплоносителя (топка котла или конденсация пара) или

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского Фонда Фундаментальных Исследований (грант № 10-06-00161а).

изменяется (подача воды в бойлер). Наличие или отсутствие элеватора также влияет на характеристики системы. Ниже проведен термодинамический анализ системы отопления, позволяющий проследить влияние на ее характеристики таких факторов как температура окружающей среды, коэффициентов теплообмена в различных ее частях, коэффициента рецикла в элеваторе, расхода теплоносителя.

При фиксированных размерах системы выбору подлежат расход теплоносителя и уровень его температур. Эти параметры связаны друг с другом уравнениями термодинамического баланса [4]. Качество системы может быть охарактеризовано расходом энергии генератора при заданном значении потока, переданного обогреваемому помещению (потока отопления). Для анализа стационарного режима в такой системе использованы уравнения теплового и энтропийного балансов.

1. Система с постоянной температурой нагрева без элеватора

Схема системы показана на рис. 1. На этом рисунке через t_i ($i = 1, 2, 3, 4$) обозначены температуры теплоносителя, t_+ — температура в точке котла или температура конденсации пара в паровом бойлере, t_- — температура воздуха в отапливаемом помещении, t_0 — температура окружающей среды; W — водяной эквивалент теплоносителя (произведение расхода на теплоемкость). Все температуры измеряются в градусах Цельсия. Если в качестве теплоносителя исполь-

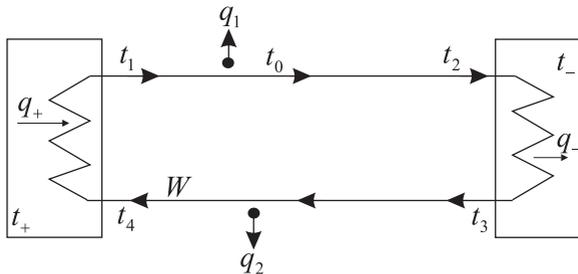


Рис. 1. Система без элеватора

зуют воду и расход измеряют в литрах в секунду, а теплоемкость в килокалориях на градус, то водяной эквивалент можно отождествить

с расходом. Запишем условия *энергетического баланса*, причем каждый из тепловых потоков выразим через расход теплоносителя и его температуру на выходе из нагревателя:

а) Для нагревателя

$$(1) \quad q_+ = \alpha_+ \left(t_+ - \frac{t_1 + t_4}{2} \right) = W(t_1 - t_4).$$

Здесь принято, что эффективная температура теплоносителя равна среднеарифметической из температур на входе t_4 и на выходе t_1 . В действительности в трубчатом теплообменнике температура теплоносителя меняется по экспоненте. Эффективная температура в градусах Кельвина равна

$$(2) \quad \Theta_+ = \frac{T_1 - T_4}{\ln \frac{T_1}{T_4}}, \quad \Theta_- = \frac{T_2 - T_3}{\ln \frac{T_2}{T_3}}, \quad \Theta_1 = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1}{T_2}}, \quad \Theta_2 = \frac{T_3 - T_4}{\ln \frac{T_3}{T_4}}.$$

Здесь и ниже $T_i = t_i + 273.15$, $i = 1, 2, 3, 4$.

Разница между среднеарифметической температурой $0.5(T_1 + T_4)$ и эффективной температурой Θ_+ при небольшой разнице температур очень мала. Например, при температурах $t_1 = 80$, $t_4 = 50$ разница между эффективной температурой, рассчитанной по формуле (2), и средней арифметической температурой составляет 0,162 градуса Кельвина или 0,05%.

Выразим значение t_4 из формулы (1):

$$(3) \quad t_4 = t_1 - \frac{q_+}{W},$$

откуда тепло, получаемое в нагревателе, равно

$$q_+ = \alpha_+ t_+ - \alpha_+ 0,5 \left(2t_1 - \frac{q_+}{W} \right),$$

или

$$(4) \quad q_+(t_1, W) = \frac{\alpha_+(t_+ - t_1)W}{W - 0,5\alpha_+}.$$

б) Для проводящего и отводящего трубопроводов потери в окружающую среду выражаются формулами

$$(5) \quad \begin{aligned} q_1 &= \alpha_1 \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - t_0 \right) = W(t_1 - t_2), \\ q_2 &= \alpha_2 \left(\frac{t_3 + t_4}{2} - t_0 \right) = W(t_3 - t_4). \end{aligned}$$

Аналогично равенству (4) получим

$$(6) \quad q_1(t_1, W) = \frac{\alpha_1(t_1 - t_0)W}{W + 0,5\alpha_1},$$

$$(7) \quad q_2(t_3, W) = \frac{\alpha_2(t_3 - t_0)W}{W + 0,5\alpha_2}.$$

в) Поток теплоты на отопление

$$(8) \quad q_- = \alpha_- \left(\frac{t_2 + t_3}{2} - t_- \right) = W(t_2 - t_3),$$

откуда

$$(9) \quad q_- = \frac{\alpha_-(t_2 - t_-)W}{W + 0,5\alpha_-}.$$

Выразим в равенствах (7) и (9) t_3 и t_2 через t_1 :

$$(10) \quad t_2 = t_1 - \frac{q_1}{W}, \quad t_3 = t_1 - \frac{q_1 + q_-}{W}.$$

Перепишем эти равенства как

$$(11) \quad q_2(t_1, W) = \frac{\alpha_2 W \left(t_1 - \frac{q_1 + q_-}{W} - t_0 \right)}{W + 0,5\alpha_2},$$

$$(12) \quad q_-(t_1, W) = \frac{\alpha_- W \left(t_1 - \frac{q_1}{W} - t_- \right)}{W + 0,5\alpha_-}.$$

Условие энергетического баланса для системы в целом связывает друг с другом тепловые потоки

$$(13) \quad q_+(t_1, W) = q_1(t_1, W) + q_2(t_1, W) + q_-(t_1, W).$$

Зависимость q_+ и q_1 от t_1 и W получена в форме (4), (6). После подстановки в (12) вместо q_1 правой части равенства (6), и получившегося выражения в (11), оказывается, что условие (13) связывает друг с другом t_1 , W , коэффициенты теплообмена и температуры окружения t_+ , t_0 , t_- . Это дает возможность исследовать зависимость тепловых потоков с расходом теплоносителя, коэффициентами теплообмена и температурами нагревателя, отапливаемого помещения и окружающей среды.

Найдем значение, к которому стремится температура t_1 при стремлении W к бесконечности. В этом случае все температуры теплоносителя выравниваются и стремятся к температуре \bar{t} , которая определена условием (13):

$$(14) \quad \alpha_+(t_+ - \bar{t}) = \alpha_1(\bar{t} - t_0) + \alpha_2(\bar{t} - 0) + \alpha_-(\bar{t} - t_-).$$

Тем самым температура теплоносителя в асимптотике стремится к средневзвешенной температуре окружения

$$(15) \quad \bar{t} = \frac{\alpha_+ t_+ + (\alpha_1 + \alpha_2) t_0 + \alpha_- t_-}{\alpha_+ + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_-}.$$

Подстановка этой температуры в выражения для тепловых потоков (см.(14)) позволяет найти их значения при сколь угодно большом расходе теплоносителя.

Подстановка в равенство (13) выражений (4), (6), (11), (12) позволяет для заданных значений t_+ , t_- , t_0 , α_+ , α_- , α_1 , α_2 построить зависимость t_1 от W и с ее учетом $-q_+(W)$, $q_-(W)$ и $\eta(W)$ (см. рис. 2, 5).

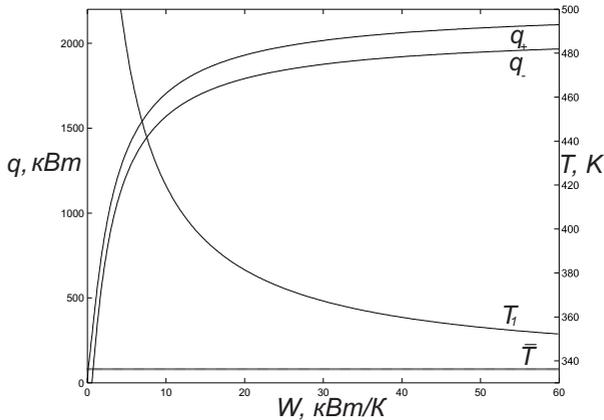


Рис. 2. Зависимость температуры на выходе нагревателя и потока отопления от водяного эквивалента теплоносителя

В случае, когда прямой и обратный трубопроводы проложены в одном коробе, естественно принять $\alpha_2 = \alpha_1$.

Энтропийный баланс.

Кроме энергетического, для теплоносителя справедливо и условие энтропийного баланса, состоящее в том, что поток энтропии, подводимый к теплоносителю в топке, равен сумме потоков энтропии, отводимых в трубопроводах и в отапливаемом помещении. Каждый из этих потоков равен тепловому потоку, деленному на эффективную

температуру теплоносителя в градусах Кельвина. Получим

$$(16) \quad \frac{q_+}{\Theta_+} = \frac{q_1}{\Theta_1} + \frac{q_2}{\Theta_2} + \frac{q_-}{\Theta_-}.$$

Здесь $T_i = t_i + 273.15$; зависимости Θ_i ($i = 1, 2$) определены равенствами, аналогичными (2).

Легко видеть, что при подстановке в это равенство тепловых потоков как произведения водяного эквивалента на разность температур на соответствующем участке контура отопления, оно превращается в тождество. В данном случае условия энтропийного баланса выполняются для всех значений W . Это естественно, так как при постоянном водяном эквиваленте теплоносителя и отсутствии в его контуре необратимых процессов (трением о трубы можно пренебречь) изменение энтропии однозначно связано с изменением температуры. Однако в том случае, когда тепловые потоки выражены через коэффициенты теплообмена и разности эффективных температур потоков и окружающей среды, условие (16) связывает значения эффективных температур с коэффициентами теплообмена и параметрами окружающей среды. Эта связь справедлива при всех значениях W .

Если выразить тепловые потоки через коэффициенты теплообмена и температуры окружения, то условие (16) приводит к равенству

$$(17) \quad \alpha_+ \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_- = \alpha_+ \frac{T_+}{\Theta_+(T_1, T_4)} + \\ + \alpha_1 \frac{T_0}{\Theta_1(T_1, T_2)} + \alpha_2 \frac{T_0}{\Theta_+(T_3, T_4)} + \alpha_- \frac{T_-}{\Theta_-(T_2, T_3)}.$$

2. Влияние элеватора

Наличие элеватора (рис. 3) приводит к тому, что водяной эквивалент потока теплоносителя для отапливаемого помещения в K раз больше, чем для остальных участков системы отопления ($K > 1$). Это надо учесть при составлении уравнения теплового баланса в выражении для q_- . Кроме того, в схеме имеется смеситель, где охлажденный теплоноситель смешивается с поступающим на отопление, а значит возникает производство энтропии, которое нужно учесть в уравнении энтропийного баланса.

Мы будем пренебрегать потерями тепла в элеваторе. Тогда выражения (6), (8), (7) для $q_+(t_1, W)$, $q_1(t_1, W)$, $q_2(t_1, W)$ останутся без изменений, а условие (12) изменится, так как

$$q_-^k = KW(\bar{t}_2 - t_3).$$

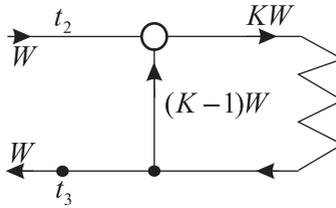


Рис. 3. Схема системы отопления с элеватором

Температура

$$(18) \quad t_3 = \bar{t}_2 - \frac{q_-^k}{KW},$$

так что

$$q_-^k = \alpha_- \left(\frac{2\bar{t}_2 - \frac{q_-^k}{KW}}{2} - t_- \right).$$

Выразим из этого равенства q_-^k :

$$q_-^k \left(1 + \frac{\alpha_-}{2KW} \right) = \alpha_- (\bar{t}_2 - t_-).$$

Получим

$$(19) \quad q_-^k(t_1, W) = \frac{2\alpha_- (\bar{t}_2 - t_-) KW}{2KW + \alpha_-}.$$

Таким образом, уравнение теплового баланса имеет вид (11) с той разницей, что вместо выражения (10) в него следует подставить q_-^k из (19). При этом

$$(20) \quad \bar{t}_2 = \frac{t_2 + t_3(K-1)}{K}, \quad t_4 = t_1 - \frac{q_+}{W}, \quad t_3 = t_1 - \frac{q_+ - q_2}{W}.$$

Исключим из условия (19) t_3 с учетом равенства (18), что после подстановки в выражение (20) дает

$$\bar{t}_2 = t_2 - \frac{q_-^k (K-1)}{KW}.$$

Получим

$$(21) \quad q_-^k = \frac{2\alpha_- KW (t_2 - t_-)}{2KW + \alpha_- (2K - 1)}.$$

Отношение потоков отопления в системе с элеватором и без него примет вид

$$(22) \quad \frac{q_-^k}{q_-} = \frac{2K(W + 0,5\alpha_-)}{2KW + \alpha_-(2K - 1)}.$$

С ростом K гидродинамика участка сети в зоне отопления здания приближается к идеальному смешению. Температуры на этом участке приближаются к t_3 , а предельный при стремлении K к бесконечности поток отопления

$$(23) \quad q_-^\infty = \alpha_-(t_3 - t_-).$$

В свою очередь,

$$t_3 = t_2 - \frac{q_-^\infty}{W} = t_2 - \frac{\alpha_-(t_3 - t_-)}{W},$$

откуда

$$(24) \quad t_3 = \frac{t_2 + \frac{\alpha_- t_-}{W}}{1 + \frac{\alpha_-}{W}}, \quad q_-^\infty = \frac{\alpha_- W}{W + \alpha_-} (t_2 - t_-).$$

Сравним это выражение с потоком отопления в системе без элеватора (см.(9)). Отношение потоков отопления

$$(25) \quad \frac{q_-^\infty}{q_-} = \frac{0,5\alpha_- + W}{\alpha_- + W},$$

так что с ростом K отношение потока отопления в системе с элеватором к такому же потоку в системе без элеватора снижается и стремится к выражению (25).

Энтропийный баланс.

Эффективная температура теплоносителя в отапливаемом помещении в градусах Кельвина θ_- определена выражением (2), в котором температура T_2 заменена на \bar{T}_2 . В уравнении энтропийного баланса (16) при наличии элеватора в левой части добавится слагаемое, равное производству энтропии σ в узле смешения элеватора.

Дифференциал производства энтропии потока при подводе или отводе теплоты равен

$$d\sigma = \frac{dQ}{T} = W \frac{dT}{T}.$$

При изменении температуры от T_1 до T_2 производство энтропии равно $W \ln \frac{T_2}{T_1}$.

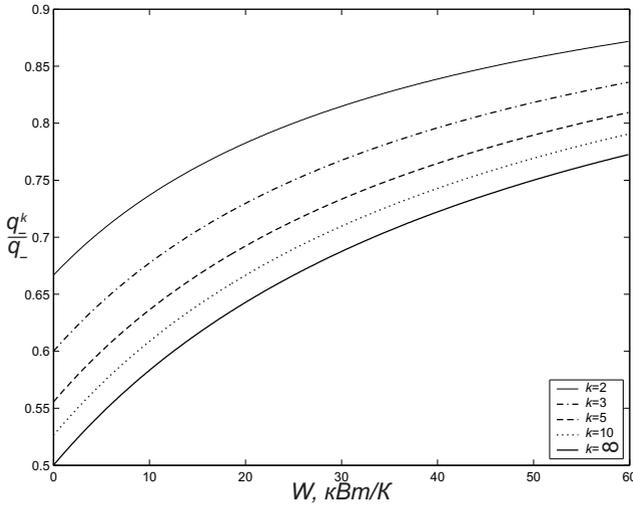


Рис. 4. Отношение потока отопления в системе с элеватором к потоку отопления в системе без него q_k^k/q_- и предел этого выражения q^∞/q_-

В узле элеватора смешиваются поток с водяным эквивалентом W и температурой $T_2(T_1, W)$, и поток с водяным эквивалентом $(K - 1)W$ и температурой

$$(26) \quad T_3(T_1, W) = T_1 - \frac{q_1(T_1, W)}{W} - \frac{q_-(T_1, W)}{KW}.$$

Температура на выходе смесителя

$$(27) \quad \bar{T}(T_1, W) = \frac{T_2(T_1, W) + (K - 1)T_3(T_1, W)}{K}.$$

В левую часть уравнения энтропийного баланса войдет в качестве слагаемого производство энтропии

$$(28) \quad \sigma = W[K \ln \bar{T}(T_1, W) - \ln T_2(T_1, W) - (K - 1) \ln T_3(T_1, W)] = \\ = W \ln \left[\frac{\bar{T}^K(T_1, W)}{T_2(T_1, W)T_3^{K-1}(T_1, W)} \right],$$

так что это уравнение примет форму

$$(29) \quad \frac{q_+}{\Theta_+} + \sigma = \frac{q_1}{\Theta_1} + \frac{q_2}{\Theta_2} + \frac{q_-^e}{\Theta_-}.$$

Условие (29) связывает друг с другом эффективные температуры, коэффициенты теплообмена, параметры окружающей среды и коэффициент рецикла элеватора K . Причем эта связь не зависит от водяного эквивалента теплоносителя.

Нагреватель с изменяющейся температурой.

В том случае, если теплоноситель нагревают в бойлере, в котором вторым потоком является вода с температурой t_+^0 на входе в бойлер, эффективная температура нагревателя меньше, чем t_+^0 и равна

$$(30) \quad t_+ = t_+^0 - 0,5 \frac{q_+}{W_+},$$

где W_+ — водяной эквивалент греющей воды, поступающей с ТЭЦ.

Именно эта температура фигурирует в записанных выше уравнениях теплового и энтропийного балансов.

3. Результаты расчетов

Покажем возможности использования приведенных выше соотношений на конкретных примерах. Для расчета примера принято $\alpha_+ = 3$, $\alpha_- = 50$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$. Температуры в градусах Цельсия $t_+ = 800$, $t_- = 20$, $t_0 = -10$. Для расчета были использованы выражения (4), (6), (11), (12), позволяющие найти после подстановки в равенство (13) зависимости $t_1(W)$, $q_-(W)$, $q_+(W)$ (см. рис. 2).

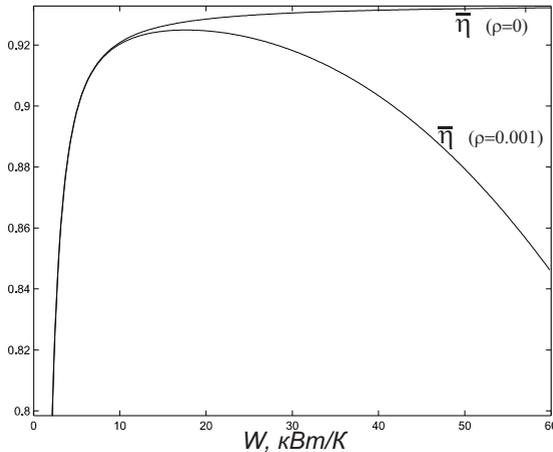


Рис. 5. Зависимость относительной эффективности от водяного эквивалента

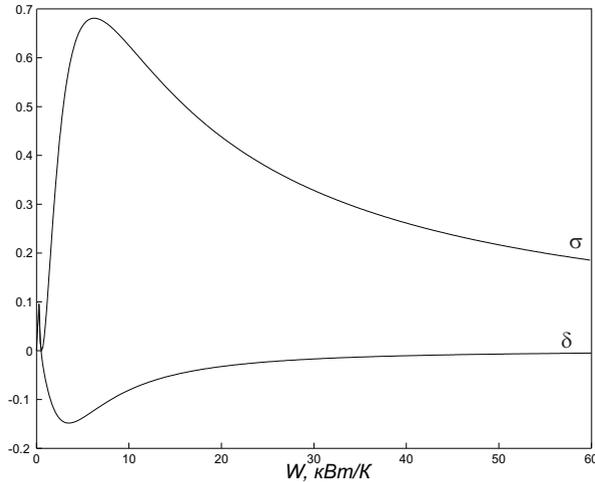


Рис. 6. Зависимость производства энтропии σ в узле смешения и невязки δ уравнения энтропийного баланса

Если учесть, что затраты энергии на перекачивание теплоносителя равны произведению разницы давлений на входе и выходе насоса на расход, а перепад давлений пропорционален квадрату расхода, то при постоянной теплоемкости $E = \rho W^3$ показатель эффективности

$$(31) \quad \bar{\eta}(W) = \frac{q_-(W)}{q_+(W) + \rho W^3},$$

где ρ — затраты мощности насоса на перекачку 1 [л/сек] теплоносителя. На рис. 5 показана зависимость эффективности от водяного эквивалента. Верхняя прямая $\bar{\eta}_0$ построена для случая с нулевыми гидравлическими потерями ($\rho = 0$).

Перейдем к системе отопления с элеватором. Отношение потоков отопления в системе с элеватором и без него для разных значений коэффициента рецикла K и предельное значение этого отношения при K , стремящемся к бесконечности, при тех же исходных данных, которые использованы выше для системы без элеватора, построены на рис. 4.

Расчет температуры $t_1(W)$ производился по аналогии с системой без элеватора. Подставив выражения (6), (8), (7), (31) в энергетический баланс, мы находим зависимости $t_1(W)$.

На рис. 6 показана зависимость производства энтропии в узле смешения по формуле (28) и невязки δ в уравнении энтропийного баланса (28), для $k=3$ от водяного эквивалента теплоносителя.

4. Выводы

Получены соотношения, связывающие основные характеристики одноконтурной системы отопления с коэффициентами теплопереноса, температурами нагревателя и окружающей среды. Они позволяют выбрать водяной эквивалент теплоносителя и оценить эффективность системы. Использование элеватора снижает поток отопления, поэтому выравнивание температур в различных помещениях отапливаемого здания желательнее проводить за счет рационального размещения отопительных устройств и структуры подаваемых потоков теплоносителя.

Список литературы

- [1] Еремкин А. И., Королева Т. И. Тепловой режим зданий. М. : АСВ, 2003. — 368 с. ↑
- [2] Громова Н. К., Шубина Е. П. Водяные тепловые сети: Справочное пособие. М. : Энергоавтомиздат, 1988. ↑
- [3] Богословский В. Н., Сканава А. Н. Отопление. М. : Стройиздат, 1991. ↑
- [4] Цирлин А. М., Ахременков А. А. *Оптимальное проектирование систем нагрева и охлаждения* // ТОХТ, 2012. **46**, № 1, с. 109-114 ↑

A. A. Akhremenkov, E. N. Stepanov. *Thermodynamic analyze of one-loop heating system with elevator and without it.*

АБСТРАКТ. The paper gives correlation for base characteristics of one-loop heating system with heat transfer coefficients, temperatures of heater and environment.

Key Words and Phrases: heating system, thermodynamic analyze, elevator.

Образец ссылки на статью:

А. А. Ахременков, Е. Н. Степанов. *Термодинамический анализ одноконтурной системы отопления с элеватором и без него* // Программные системы: теория и приложения : электрон. научн. журн. 2011. № 5(9), с. 9–20.

URL: http://psta.psir.ru/read/psta2011_5_9-20.pdf