

Совершенствование тепловых схем газопоршневых установок при комбинированной выработке электрической энергии, теплоты и холода

Баженов А. И., канд. техн. наук, Михеева Е. В., инж.

Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А.

Рассмотрена возможность повышения энергетической эффективности ГПУ при совместной работе с абсорбционными чиллерами. С целью решения поставленной задачи предложены усовершенствованные тепловые схемы установок, обеспечивающие дополнительный отпуск электроэнергии и холода потребителям.

Ключевые слова: газопоршневая ТЭЦ, абсорбционный чиллер, температура теплоносителя, экономия топлива.

В настоящее время в условиях роста потребления энергоресурсов, значительного физического и морального износа оборудования теплоэлектроцентралей, систем транспорта тепловой и электрической энергии, высоких тарифов, ужесточения требований к экологии актуальным становится применение автономных источников энергоснабжения. Одно из направлений их внедрения — комбинированное производство электроэнергии, теплоты и холода (тригенерация) на базе газопоршневых установок (ГПУ). Использование утилизированной в ГПУ тепловой энергии в зимний период на отопление и вентиляцию, а летом — на производство холода в абсорбционных чиллерах для кондиционирования дает возможность эксплуатировать установку круглый год с высоким коэффициентом использования теплоты топлива в летний период.

Вытеснение абсорбционными холодильными машинами (АБХМ) компрессионных чиллеров позволяет существенно уменьшить потребление электроэнергии и, кроме того, в случае максимума электропотребления в летний период дает возможность снизить установленную мощность ГПУ. При этом в периоды уменьшения холодопотребления целесообразно использовать высвобожденный холод для снижения температуры подаваемого в ГПУ воздуха и повышения за счет этого электрического КПД и вырабатываемой мощности [1].

Вместе с тем применение в АБХМ в качестве горячего теплоносителя воды, нагретой в теплоутилизаторах ГПУ, имеет существенный недостаток — относительно невысокую температуру теплоносителя, подаваемого от теплового двигателя на сетевые подогреватели и параллельно на АБХМ, и соответственно заниженные холодильные коэффициент и мощность. При этом повышение температуры теплоносителя, подаваемого в АБХМ по традиционной схеме (рис. 1, а) из теплоутилизатора ГПУ 9, приведет к увеличению температуры уходящих газов и, следовательно, к снижению доли утилизируемой теплоты уходящих газов.

Для повышения температуры теплоносителя, подаваемого из контура охлаждения ГПУ в АБХМ, и увеличения за счет этого ее холодильной мощности может быть применена схема [2], показанная на рис. 1, б. Здесь часть теплоносителя подается на подогреватели сетевой воды и теплообменники горячего водоснабжения (ГВС) из контура охлаждения ГПУ 6 по трубопроводам 20–25 (в зависимости от требуемой температуры теплоносителя в системах горячего водоснабжения, отопления и вентиляции). Оставшаяся часть теплоносителя после теплообменника 9 по трубопроводу 26 направляется в АБХМ 13.

За счет подачи части теплоносителя по обводным трубопроводам непосредственно на сетевые подогреватели и теплообменники ГВС уменьшается массовый расход нагреваемого теплоносителя через теплообменники 8, 9 и повышается его температура. Получаемое таким образом увеличение температуры греющей воды для АБХМ позволяет повысить ее холодильный коэффициент и соответственно холодильную мощность.

Эффективность предлагаемого схемного решения оценивали на примере тригенерационной установки, в состав которой входят:

две ГПУ электрической мощностью по 2056 кВт и тепловой мощностью по 1983 кВт (от рубашки охлаждения — 978 кВт, за счет утилизатора теплоты уходящих газов — 1005 кВт);

три АБХМ-В-10 (производитель — ООО «ОКБ Теплосибмаш») холодильной мощностью по 660 кВт и теплопотреблением по 966 кВт;

два компрессионных чиллера холодильной мощностью по 388 кВт и электропотреблением по 98 кВт.

Расчетная схема данной установки в традиционном варианте приведена на рис. 2, а. При работе ГПУ по данной схеме температура подаваемого в АБХМ 6 теплоносителя составила 106 °С, а ее суммарная холодильная мощность — 983,4 кВт.

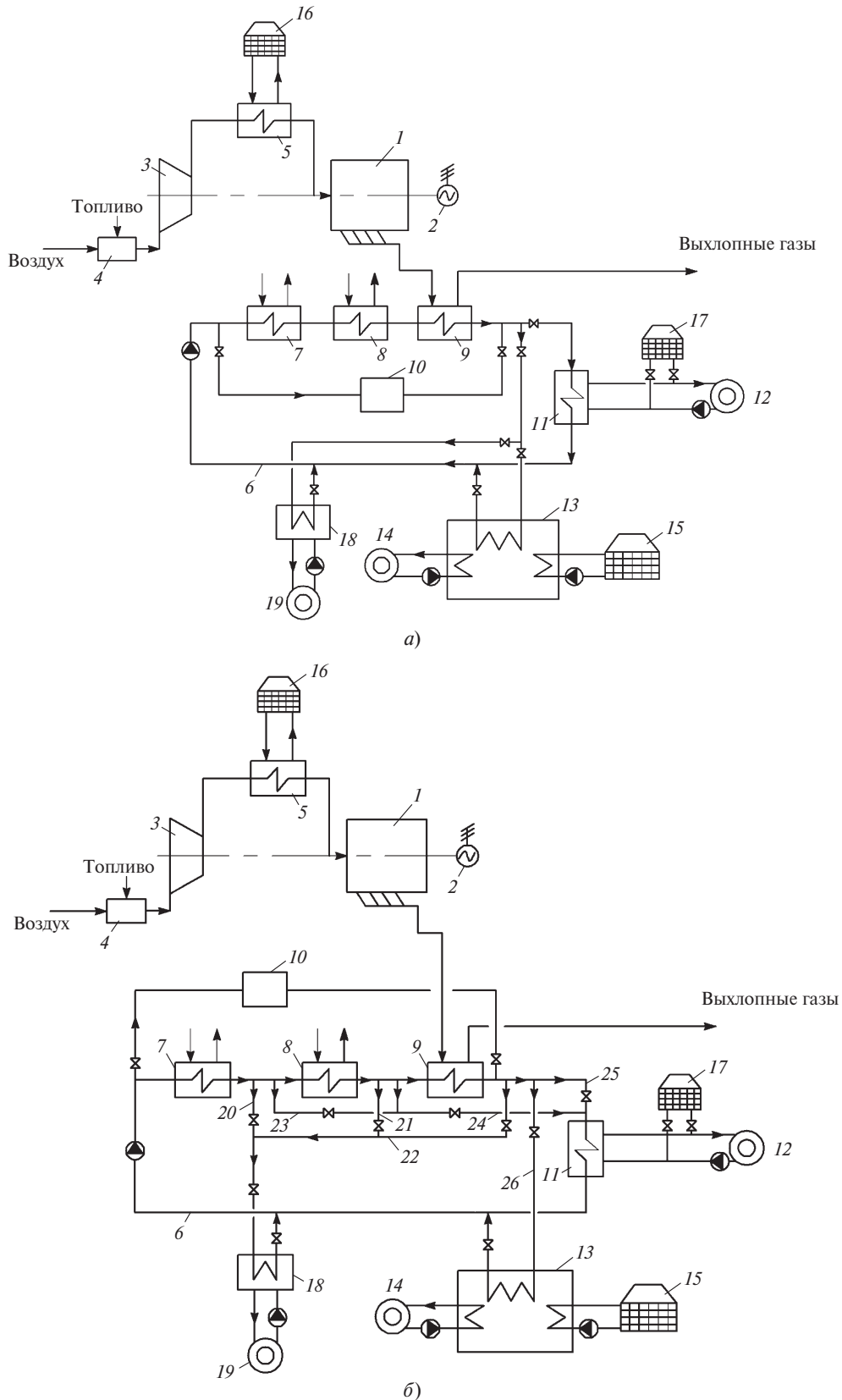


Рис. 1. Тепловые схемы ГТУ с АБХМ — традиционная (а) и с обводными линиями (б):

1 — газопоршневой агрегат; 2 — электрогенератор; 3 — компрессор; 4 — камера смешения; 5 — охладитель наддувочного воздуха; 6 — контур охлаждения ГТУ; 7 — теплообменник рубашки охлаждения ГТУ; 8 — охладитель масла; 9 — утилизатор теплоты выхлопных газов; 10 — котельный агрегат; 11 — сетевой подогреватель; 12 — потребители теплоты (отопление и вентиляция); 13 — АБХМ; 14 — потребители холода; 15 — 17 — аппараты воздушного охлаждения; 18 — теплообменник системы горячего водоснабжения потребителей; 19 — потребители горячей воды; 20 — 22 — трубопроводы подачи греющего теплоносителя в теплообменник системы горячего водоснабжения 18; 23 — 25 — трубопроводы подачи греющего теплоносителя в сетевой подогреватель 11; 26 — трубопровод подачи греющего теплоносителя абсорбционной холодильной машины

Предлагаемое изменение схемы показано на рис. 2, б. После теплообменника рубашки охлаждения 1 часть нагретого теплоносителя по трубопроводу 9, байпасируя утилизатор теплоты уходящих газов 2, подается в теплообменники ГВС 4. Другая часть теплоносителя проходит через следующую ступень нагрева — утилизатор уходящих газов 2 и поступает в генератор АБХМ 6. В этом случае за счет пропуска через утилизаторы 2 выделенного потока теплоносителя, используемого только в качестве греющей среды АБХМ 6, его температура возрастет на $5,8^\circ\text{C}$, а холодильная мощность суммарно увеличится на $\Delta Q_{\text{АБХМ}} = 368$ кВт.

Результаты расчетов при различной степени байпасирования утилизатора выхлопных газов σ представлены на рис. 3. Значение σ определяется по формуле

$$\sigma = (\Sigma G_{\text{обв}} / G_{\text{конт.охл}}) \cdot 100,$$

где $G_{\text{обв}}$ — часть расхода теплоносителя, байпасирующая утилизатор теплоты уходящих газов, т/ч; $G_{\text{конт.охл}}$ — расход теплоносителя, циркулирующего в контуре охлаждения ГПУ, т/ч.

Эффект от применения предлагаемого схемного решения оценивали для условий Саратова [3]. При продолжительности работы системы кондиционирования воздуха (СКВ) в течение 1986 ч в год и максимальной нагрузке обводных трубопроводов утилизатора теплоты выхлопных газов увеличение выработки холода ΔQ_x тремя холодильными машинами АБХМ-В-10 холодильной мощностью по 660 кВт составило 1749 ГДж/год при приросте холодильной мощности $\Delta Q_{\text{АБХМ}} = 368$ кВт. Таким образом, повышение температуры подаваемого в АБХМ теплоносителя позволяет увеличить ее холодильную мощность, уменьшить мощность компрессионных холодильных машин для СКВ на 47,4 % и снизить затраты на ежегодное приобретение $253 - 301$ тыс. м³ природного газа, затрачиваемого на выработку электроэнергии для работы компрессоров.

Суммарный экономический эффект, получаемый в результате повышения температуры подаваемого в АБХМ теплоносителя, может быть определен согласно [4] по формуле

$$\Theta = \sum_{t=0}^T \Delta Z_t \alpha_t + \Delta Z_k,$$

где ΔZ_t — снижение ежегодных затрат в t -й год при работе установки по предлагаемой схеме, тыс. руб.; ΔZ_k — снижение капитальных затрат на реализацию предлагаемой схемы по сравнению с традиционной, тыс. руб.; T — расчетный период, год; $\alpha_t = 1/(1+E)^t$ — ко-

эффициент дисконтирования; $E = 0,2$ — норма дисконта; t — шаг расчета.

Снижение ежегодных затрат включает в себя сокращение амортизационных отчислений ΔA_t за счет уменьшения установленной мощности компрессионного оборудования систем кондиционирования и ГПУ $\Delta N_{\text{ГПУ}}$ (в случае максимума электропотребления в летний период) и экономию денежных средств, расходуемых на приобретение газа, затрачиваемого на соответствующую выработку электроэнергии ГПУ:

$$\Delta Z_t = \Delta A_t + \Delta V_{\text{г.к}} C_{\text{гт}},$$

где $\Delta V_{\text{г.к}}$ — снижение расхода природного газа на выработку электроэнергии, затрачиваемой компрессорами фреоновых чиллеров и сплит-систем, тыс. м³/год; $C_{\text{гт}}$ — стоимость природного газа в t -й год, тыс. руб./ тыс. м³.

Снижение капитальных затрат в предлагаемой схеме

$$\Delta Z_k = Q_{\text{кхм}} C_{\text{кхм}} + \Delta N_{\text{ГПУ}} C_{\text{ГПУ}} - \Delta Z_{\text{доп}},$$

где $Q_{\text{кхм}}$ — холодильная мощность компрессионного оборудования, замещаемого в предлагаемой схеме АБХМ, кВт; $C_{\text{кхм}}$ — удельная стоимость компрессионного оборудования, включая проектные и монтажные работы, тыс. руб./кВт; $\Delta N_{\text{ГПУ}}$ — снижение установленной мощности ГПУ, кВт; $C_{\text{ГПУ}}$ — удельная стоимость ГПУ, включая проектные и монтажные работы, тыс. руб./кВт; $\Delta Z_{\text{доп}}$ — дополнительные затраты на усовершенствование традиционной схемы до предлагаемой, тыс. руб.

Сравнительные зависимости суммарного экономического эффекта при работе установки по предлагаемой (см. рис. 1, б) и традиционной (см. рис. 1, а) схемам, отнесенного к установленной мощности ГПУ, приведены на рис. 4. Область I показывает суммарный экономический эффект при использовании предлагаемой схемы вместо традиционной в случае, когда потребляемая электрическая мощность имеет годовой максимум в летний период $N_{\text{л}}$. Увеличение холодильной мощности АБХМ за счет повышения температуры теплоносителя, подаваемого от ГПУ, позволило уменьшить мощность компрессионных чиллеров и снизить установленную электрическую мощность ГПУ на значение мощности замещаемого компрессионного оборудования и, следовательно, сократить капитальные вложения в установку. В случае, когда потребляемая электрическая мощность в летний период $N_{\text{л}}$ меньше или равна максимальной нагрузке в зимний период N_3 (область II), снижение капитальных затрат происходит только за счет уменьшения мощности компрессионного холодильного оборудования, за-

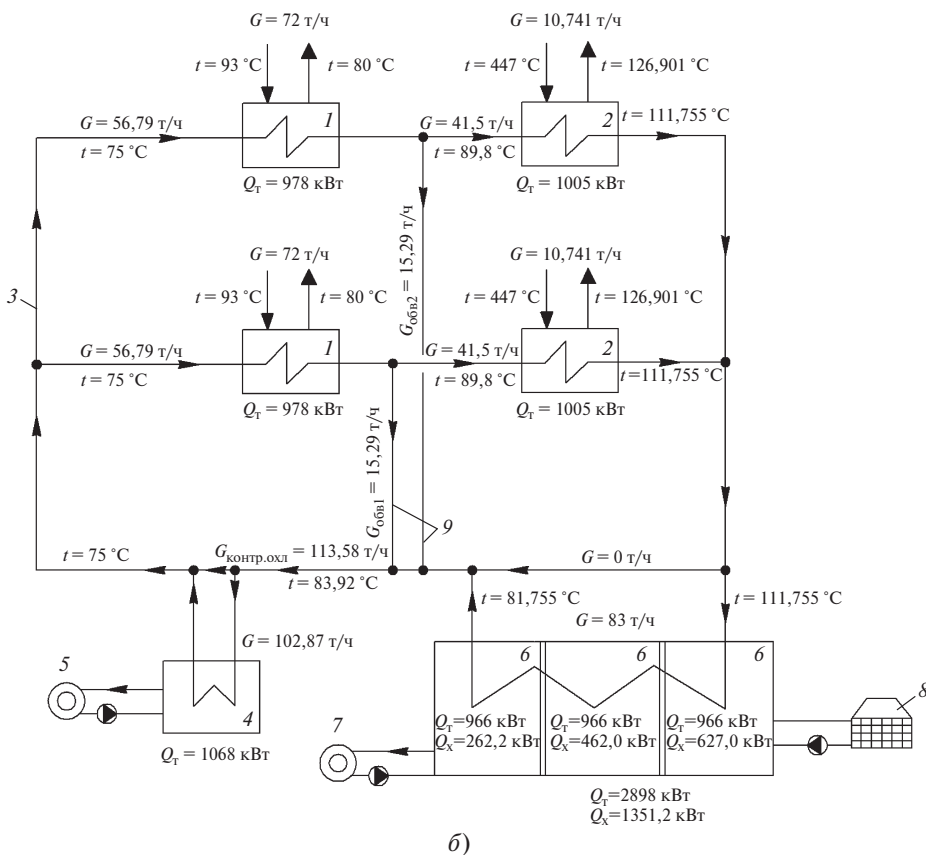
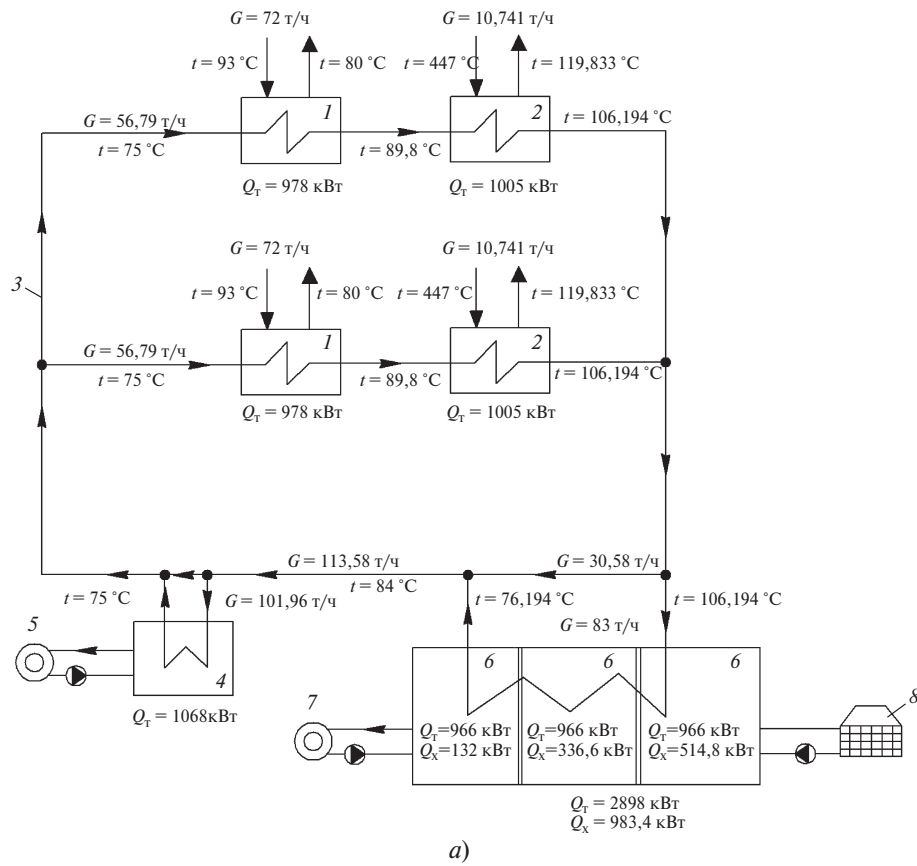


Рис. 2. Расчетные схемы тригенерационной установки — традиционная (а) и с обводными линиями контура охлаждения ГПУ (б): 1 — теплообменник рубашки охлаждения; 2 — утилизатор теплоты выхлопных газов; 3 — контур охлаждения ГПУ; 4 — теплообменник ГВС; 5 — потребители горячей воды; 6 — АБХМ; 7 — потребители холода; 8 — аппарат воздушного охлаждения; 9 — трубопровод подачи греющего теплоносителя в сетевой подогреватель системы горячего водоснабжения



Рис. 3. Зависимости относительного прироста холодильной мощности (кривая 1) и температуры теплоносителя на входе в АБХМ (кривая 2) от степени байпасирования теплоносителя

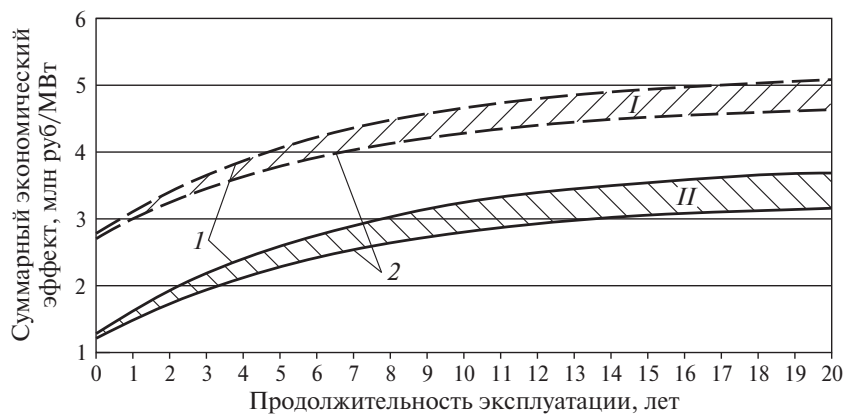


Рис. 4. Зависимости суммарного экономического эффекта при повышении температуры теплоносителя, подаваемого в АБХМ, от продолжительности эксплуатации установки:

$I - N_d > N_3$; $II - N_d \leq N_3$; $1 - C_T = 4$ тыс. руб./тыс. m^3 ; $2 - C_T = 5$ тыс. руб./тыс. m^3

мещаемого за счет прироста мощности АБХМ в результате применения предлагаемого схемного решения. Поэтому суммарный экономический эффект в этом случае меньше.

При выполнении расчетов были приняты следующие исходные данные: $C_{ГПУ} = 43$ тыс. руб./кВт; $C_T = 4 \div 5$ тыс. руб./тыс. m^3 ; $\Delta Z_{доп} = 150$ тыс. руб., в том числе затраты на монтаж оборудования — 30 % его стоимости; стоимость проектных работ — 15 % от капитальных затрат.

Таким образом, увеличение примерно на $6^\circ C$ температуры греющей воды, направляемой из контура охлаждения ГПУ в генератор АБХМ, позволило увеличить на 38 % относительную холодильную мощность АБХМ, уменьшить установленную мощность компрессионного холодильного оборудования системы кондиционирования воздуха в зданиях-потребителях и снизить на 22 – 25 % расход газа на выработку ГПУ электроэнергии, потребляемой компрессионным холодильным оборудованием.

Экономия капитальных вложений в предлагаемую схему составила 890 – 2376 тыс.

руб./МВт, текущих затрат — 365 тыс. руб./МВт ежегодно. С учетом фактора времени за планируемый период эксплуатации (20 лет) суммарный экономический эффект достигнет 3,46 – 4,87 млн руб./МВт.

Список литературы

1. Пат. 2399781 РФ, МПК F02G5/00, F25B29/00. Способ комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода / А. И. Баженов, Е. В. Михеева, Ю. М. Хлебалин. — Изобретения. Полезные модели, 2010, № 26.
2. Пат. 2457352 РФ, МПК F02G5/00. Способ комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода / А. И. Баженов, Е. В. Михеева, Ю. М. Хлебалин. — Изобретения. Полезные модели, 2012, № 21.
3. Пособие 9.91 к СНиП 2.04.05–91. Годовой расход энергии системами отопления, вентиляции и кондиционирования. — М.: Промстройпроект, 1993 г.
4. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов (2-я ред., исправл. и доп.) / Утв. Минэкономки РФ, Минфином РФ и Госстроем РФ от 21 июня 1999 г. № ВК 477. — М.: Экономика, 2000.