

## Анализ эффективности использования абсорбционных холодильных машин в системах теплоснабжения предприятий

Маленков А. С., Шелгинский А. Я., доктор техн. наук  
НИУ “МЭИ”, Москва

Для создания энергоэффективных когенерационных (на основе котельных установок) и тригенерационных (на основе ТЭЦ различных конфигураций) систем предложена схема теплоснабжения (ТХП), позволяющая эффективно использовать избыточную теплоту предприятий для производства холода. Рекомендовано применение водоаммиачной абсорбционной холодильной машины (АБХМ) для выработки холода с температурами ниже нуля. Разработаны математическая модель и алгоритм создания ТХП для любых граничных условий с целью определения энергоэкономической эффективности применения ТХП в конкретных условиях. Дано сравнение энергоэкономической эффективности использования ТХП на основе АБХМ и пароконденсационных холодильных машин (ПКХМ).

**Ключевые слова:** абсорбционная холодильная машина, пароконденсационная холодильная машина, теплоснабжение, математическая модель, алгоритм расчета, энергоэффективность.

Как известно, одним из перспективных направлений рационального использования ТЭР является создание энергоэффективных когенерационных и особенно тригенерационных систем. Применение органического топлива в единой системе производства теплоты, электроэнергии и холода позволяет эффективно решать вопросы энергосбережения. На промышленных предприятиях и в жилищно-коммунальном хозяйстве практически всегда требуется искусственный холод с температурой от +10 до -20 °С и ниже. В настоящее время для его производства наиболее широкое распространение получили ПКХМ, на привод компрессора которых затрачивается значительное количество электроэнергии.

Альтернативным вариантом производства холода является использование АБХМ. В них вместо компрессоров с электроприводом применяются термокомпрессоры (термогенераторы), использующие для компрессии пара хладагента тепловую энергию [1]. Получение холода за счет избытков теплоты (тепловых ВЭР) на различных предприятиях значительно сокращает электропотребление, особенно в теплый период года. Таким образом, исключается дорогостоящее промежуточное звено, связанное с выработкой, распределением, транспортом и использованием электроэнергии. Кроме того, появляется возможность эффективного использования тепловых ВЭР, которые в большинстве случаев выбрасываются в окружающую среду со значительными энергос затратами. С экономической и технологической точек зрения наиболее эффективны системы, в которых холод производится

в непосредственной близости от потребителя, например, на индивидуальных или центральных тепловых пунктах. Это позволяет существенно сократить затраты на прокладку и эксплуатацию сетей хладоснабжения.

В отличие от ПКХМ, в которых для производства искусственного холода совершается только обратный термодинамический цикл, в АБХМ совмещаются прямой и обратный термодинамические циклы. Процессы и циклы АБХМ реализуются с применением растворов, состоящих из двух (иногда трех) компонентов. В качестве растворов широко используются водные растворы аммиака и бромистого лития, причем в первом растворе аммиак, а во втором вода являются хладагентами. Основные требования, предъявляемые к абсорбентам: более полная и быстрая растворимость в них хладагента; значительно более высокая нормальная температура кипения по сравнению с хладагентами.

Принципиальная схема (а) и цикл (б) АБХМ непрерывного действия представлены на рис. 1. За счет подвода теплоты от внешнего источника в генераторе  $G$  происходит кипение крепкого (по хладагенту) раствора. Оно протекает при постоянном давлении  $p_k$  и непрерывном уменьшении концентрации раствора с повышением температуры его кипения. Образующиеся пары хладагента и абсорбента поступают в конденсатор  $K$ , где конденсируются вследствие отвода теплоты охлаждающим теплоносителем. Следует отметить, что концентрация пара хладагента значительно выше концентрации кипящего раствора. Конденсация пара в конденсаторе происходит при давлении  $p_k$ , соответствующем

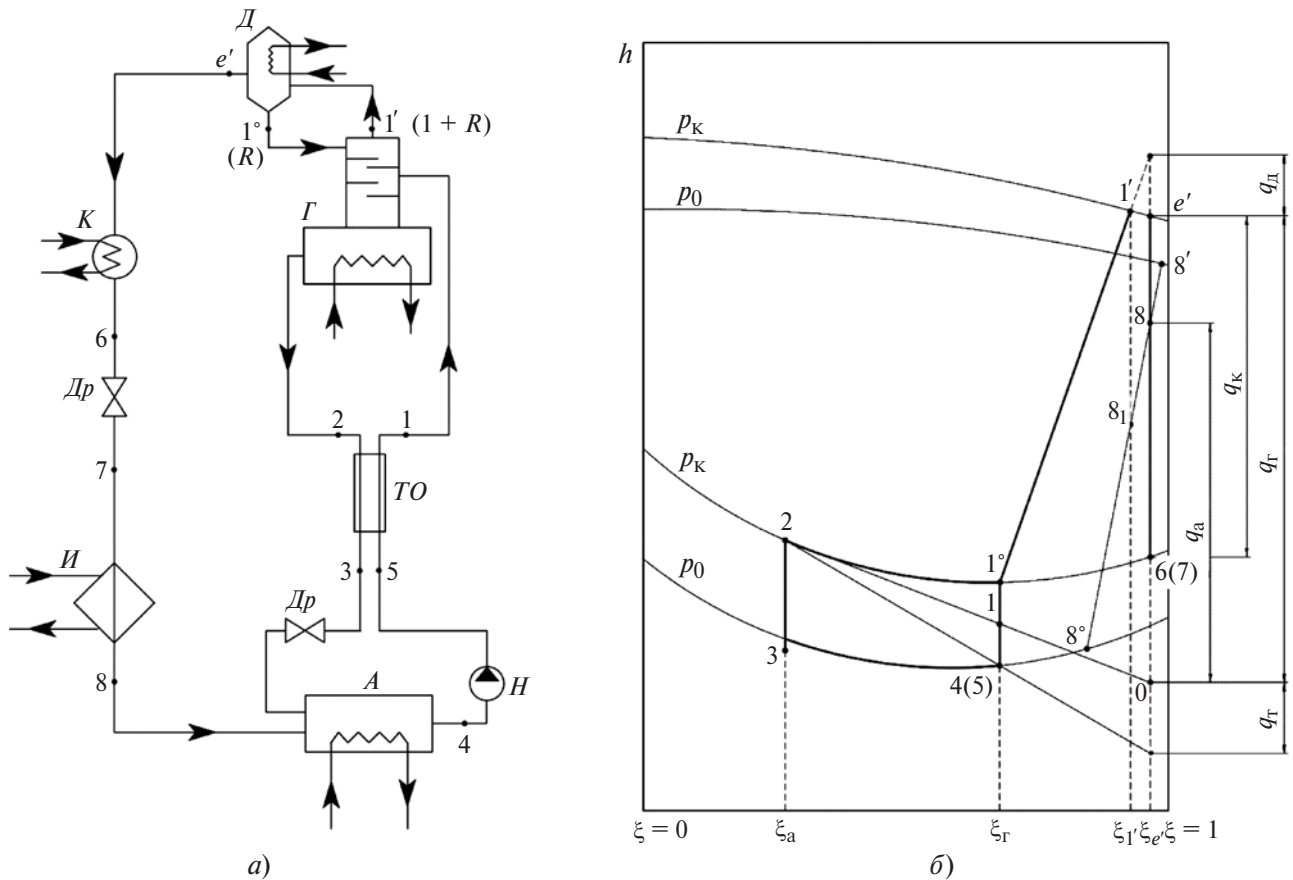


Рис. 1. Схема (а) и цикл (б) АВХМ с теплообменником растворов и ректификацией пара:

*И* — испаритель; *К* — конденсатор; *Г* — генератор с ректификатором пара; *Др* — дроссельные вентили; *А* — абсорбер; *Н* — циркуляционный насос; *Д* — дефлегматор; *ТО* — теплообменник растворов;  $p_k$  — давление в конденсаторе и генераторе;  $p_0$  — давление в испарителе и абсорбере;  $\xi_a$  — концентрация слабого раствора;  $\xi_r$  — концентрация крепкого раствора;  $\xi_{r'}$  — концентрация пара после ректификационной колонны;  $\xi_{e'}$  — концентрация пара после дефлегматора;  $q_r$  — теплота, передаваемая теплообменником растворов;  $q_g$  — теплота, подводимая в генераторе;  $q_k$  — теплота, отводимая из конденсатора;  $q_a$  — теплота, отводимая из абсорбера;  $q_d$  — теплота, отводимая из дефлегматора

щем температуре конденсации смеси. Причем, если нормальные температуры кипения хладагента и абсорбента значительно отличаются, то пар состоит практически только из хладагента. Его конденсация осуществляется при постоянной температуре и, следовательно, при постоянном давлении.

Жидкость, полученная в конденсаторе, дросселируется в дроссельном вентиле *Др* от давления  $p_k$  в конденсаторе до давления  $p_0$  в испарителе *И*, куда далее и поступает. Давление в испарителе зависит от температуры кипения хладагента, которая в свою очередь определяется температурой охлаждаемого теплоносителя (потребителя холода). В результате подвода теплоты в испарителе происходит кипение хладагента. Образовавшийся пар поступает в абсорбер *А*. Слабый (по хладагенту) раствор из генератора через дроссельный вентиль также подается в абсорбер. В генераторе поддерживается давление  $p_k$ , а в абсорбере — давление  $p_0$ , так как он непосред-

ственно связан по паровому пространству с испарителем. В абсорбере пар поглощается слабым раствором, в результате чего его концентрация повышается и достигает концентрации, равной начальной в процессе кипения раствора в генераторе. Процесс абсорбции сопровождается, как правило, выделением теплоты, которая отводится охлаждающим теплоносителем. Крепкий раствор из абсорбера насосом *Н* перекачивается в генератор. Прямой и обратный циклы замыкаются, далее процессы повторяются. Таким образом осуществляется непрерывная работа машины.

В теплообменник растворов *ТО* поступает слабый раствор из генератора с температурой  $T_2$  и крепкий раствор из абсорбера с температурой  $T_4$ . В результате теплообмена температура слабого раствора на выходе из аппарата  $T_3$  в идеальном случае будет равна  $T_4$ . Учитывая конечную поверхность теплообмена,  $T_3 = T_4 + \Delta T$ . На основе теплового баланса аппарата определяется температура крепкого

раствора  $T_1$  на выходе из теплообменника. Повысить значение холодильного коэффициента при постоянной температуре потребителя холода можно путем подачи в испаритель чистого хладагента. Это достигается ректификацией пара, поступающего из генератора в конденсатор, и использованием дефлегматора Д. Увеличение концентрации пара, выходящего из генератора, возможно при подаче крепкого раствора в генератор сверху в противоток выходящему из него пару в устройстве с развитой поверхностью контакта пара и жидкости. Это осуществляется в ректификационной колонне, нижняя часть которой заполнена слоем фарфоровых цилиндрических колец, а в верхней части установлены колпачковые тарелки. Дальнейшая ректификация пара происходит в дефлегматоре, который для интенсификации процесса охлаждается. В результате понижения температуры пара он частично конденсируется. Образовавшийся конденсат (флегма) через гидрозатвор вновь отводится в генератор на ректификационные тарелки, а оставшийся пар более высокой концентрации направляется в конденсатор.

Включение в схему АБХМ ректификации с охлаждением увеличивает тепловую нагрузку на генератор. Тем не менее в целом она приводит к повышению теплового коэффициента системы совмещенных циклов вследствие более значительного увеличения удельной холодопроизводительности по сравнению с возрастанием тепловой нагрузки на генератор. В контуре с генератором, теплообменником растворов, дроссельным вентиляем, абсорбером и насосом совершается прямой термодинамический цикл, а в контуре с конденсатором, дроссельным вентиляем и испарителем — обратный.

В общем виде тепловой баланс АБХМ [1, 2]

$$Q_{\Gamma} + Q_0 + Q_{\text{H}} = Q_{\text{K}} + Q_{\text{a}}, \quad (1)$$

где  $Q_{\Gamma}$  и  $Q_0$  — теплота, подведенная в генератор и испаритель;  $Q_{\text{H}}$  — мощность насоса для подачи крепкого раствора из абсорбера в генератор;  $Q_{\text{K}}$  и  $Q_{\text{a}}$  — теплота, отведенная от конденсатора и абсорбера.

Энергетическая эффективность циклов абсорбционной холодильной машины определяется холодильным коэффициентом, представляющим отношение холодопроизводительности к сумме затраченной в генераторе теплоты и мощности насоса [1, 2]:

$$\xi = \frac{Q_0}{Q_{\Gamma} + Q_{\text{H}}}. \quad (2)$$

В связи с тем, что значение  $Q_{\text{H}}$  по сравнению с  $Q_{\Gamma}$  очень мало, его можно не учитывать. Тогда [2]

$$\xi = Q_0/Q_{\Gamma}. \quad (3)$$

Характерные причины необратимых потерь в абсорбционной машине вследствие совмещения прямого и обратного циклов: невозможность произвольного повышения температуры кипения раствора в генераторе из-за равенства давлений в нем и в конденсаторе; неполнота поглощения пара в абсорбере, являющаяся результатом ограниченного времени контакта пара и раствора и ограниченной поверхности теплообмена; необходимость ректификации пара для повышения его концентрации. Известны две самые распространенные конструктивные доработки, повышающие эффективность работы АБХМ — включение в схему теплообменника растворов и ректификационного аппарата для пара, образующегося в генераторе, и дефлегматора [3]. При использовании теплообменника растворов в прямом цикле АБХМ крепкий раствор выводится из абсорбера в охлажденном состоянии, имея температуру  $T_4$ , и нагревается до температуры  $T_1$ , т. е. до температуры, близкой к температуре равновесного состояния, соответствующего давлению  $p_{\text{K}}$ , прежде чем начнется процесс кипения. В то же время горячий слабый раствор, поступающий в абсорбер из генератора, охлаждается до температуры, близкой к температуре равновесного состояния, при давлении  $p_0$ . Введение регенеративного теплообмена между слабым и крепким растворами в специальном теплообменнике растворов способствует повышению холодильного коэффициента АБХМ.

Эффективность использования АБХМ в значительной степени зависит от стоимости теплоты, расходуемой для их работы. Поэтому целесообразно применять их там, где имеются дешевые источники теплоты. Особенно перспективным является производство холода на предприятиях с использованием низкопотенциальных тепловых ВЭР, где он применяется как для технологических процессов, так и в системах обеспечения жизнедеятельности (вентиляция, кондиционирование и т. п.). В этом случае более полно используется теплота ВЭР и сокращается потребление ТЭР от внешнего источника. К тому же появляются дополнительные возможности создания безотходных технологий производств, что приводит к значительной экономии ТЭР.

Сравнительная оценка энергозатрат на производство холода при использовании АБХМ и ПКХМ холодопроизводительностью 1 МВт представлена на рис. 2. В расчетах принимаются: температура поступающей в генератор АБХМ горячей воды  $t_T = 90^\circ\text{C}$ , температуры воды на входе в конденсатор АБХМ  $t_K = 15^\circ\text{C}$ , на входе в конденсатор ПКХМ  $t_K^{\text{ПКХМ}} = 15^\circ\text{C}$ . Расход условного топлива на выработку электроэнергии — 340 г у.т./( $\text{кВт} \cdot \text{ч}$ ). Расход условного топлива на выработку используемой теплоты в АБХМ: 1а — 0 кг у.т./ГДж; 1б — 1 кг у.т./ГДж; 1в — 5 кг у.т./ГДж; 1г — 10 кг у.т./ГДж. С целью объективной оценки сравнение проводится в тоннах условного топлива (т у.т.) для производства того или иного энергоносителя в соответствии с [4].

Как видно из рисунка, энергозатраты на производство теплоты, используемой в генераторе АБХМ, в значительной мере влияют на энергоэкономическую эффективность производства холода.

С использованием рекомендаций [5], а также результатов работ [6, 7] разработана принципиально новая схема ТХП на базе теплового пункта, позволяющего обеспечивать потребителей теплотой и холодом (рис. 3). Горячий теплоноситель из подающего трубопровода, пройдя генератор АБХМ, сохраняет довольно высокий температурный уровень, что позволяет снизить расход теплоты на горячее водоснабжение (ГВС). Этот расход снижается также из-за того, что холодная вода сначала протекает через конденсатор и абсорбер, где получает теплоту и нагревается в среднем на  $5^\circ\text{C}$ . Для этого выбрана абсорбционная холодильная установка с теплообменником растворов и ректификационной колонной после генератора. В качестве рабочего тела используется водоаммиачная смесь. В схему не включен дефлегматор, так как предварительный расчет показал, что концентрация пара после генератора в водоаммиачной АБХМ довольно высокая и установка дефлегматора не приводит к существенному ее увеличению. Кроме того, аммиак, являясь распространенным хладагентом с хорошими термодинамическими свойствами, активно абсорбируется водой. В отличие от бромистолитиевых машин водоаммиачные установки производят холод и с отрицательными температурами.

Для предлагаемой схемы ТХП разработаны математическая модель и алгоритм расчета. Составление теплоэнерготехнологического баланса одного из химических заводов [8]

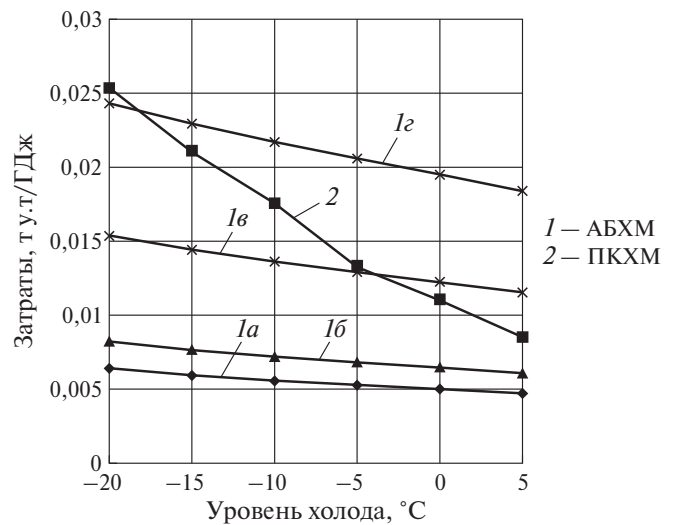


Рис. 2. Энергозатраты в АБХМ и ПКХМ холодопроизводительностью 1 МВт в зависимости от температуры получаемого холода

показывает, что при реализации системы ТХП на основе использования тепловых ВЭР предприятия при комплексном использовании индивидуальных и централизованных ТХП экономия ТЭР составит более 100 (теоретически — 250) тыс. т у.т./год. Это эквивалентно выработке более 290 ГВт·ч/год электроэнергии с сжиганием органического топлива. В данных расчетах не учитывается значительное снижение электро- и водопотребления при сокращении водооборотных циклов, используемых для охлаждения теплотехнологических агрегатов производственных процессов.

В общем случае избыточная теплота промышленных ВЭР используется на нагрев промежуточного теплоносителя. Горячий теплоноситель по подающему трубопроводу транспортируется в индивидуальные и центральные ТХП, где его теплота используется для систем отопления, ГВС, вентиляции, систем кондиционирования и для производства холода, применяемого в технологических процессах и в системах жизнеобеспечения предприятия, особенно в теплый период года, когда существенно сокращается теплопотребление в системах отопления и вентиляции зданий, но в то же время значительно увеличивается потребность в холоде для вышеуказанных систем и технологий.

## Выводы

1. Предложенная схема ТХП позволяет существенно модернизировать когенерационные (на основе котельных установок) и тригенерационные (на основе ТЭЦ различных



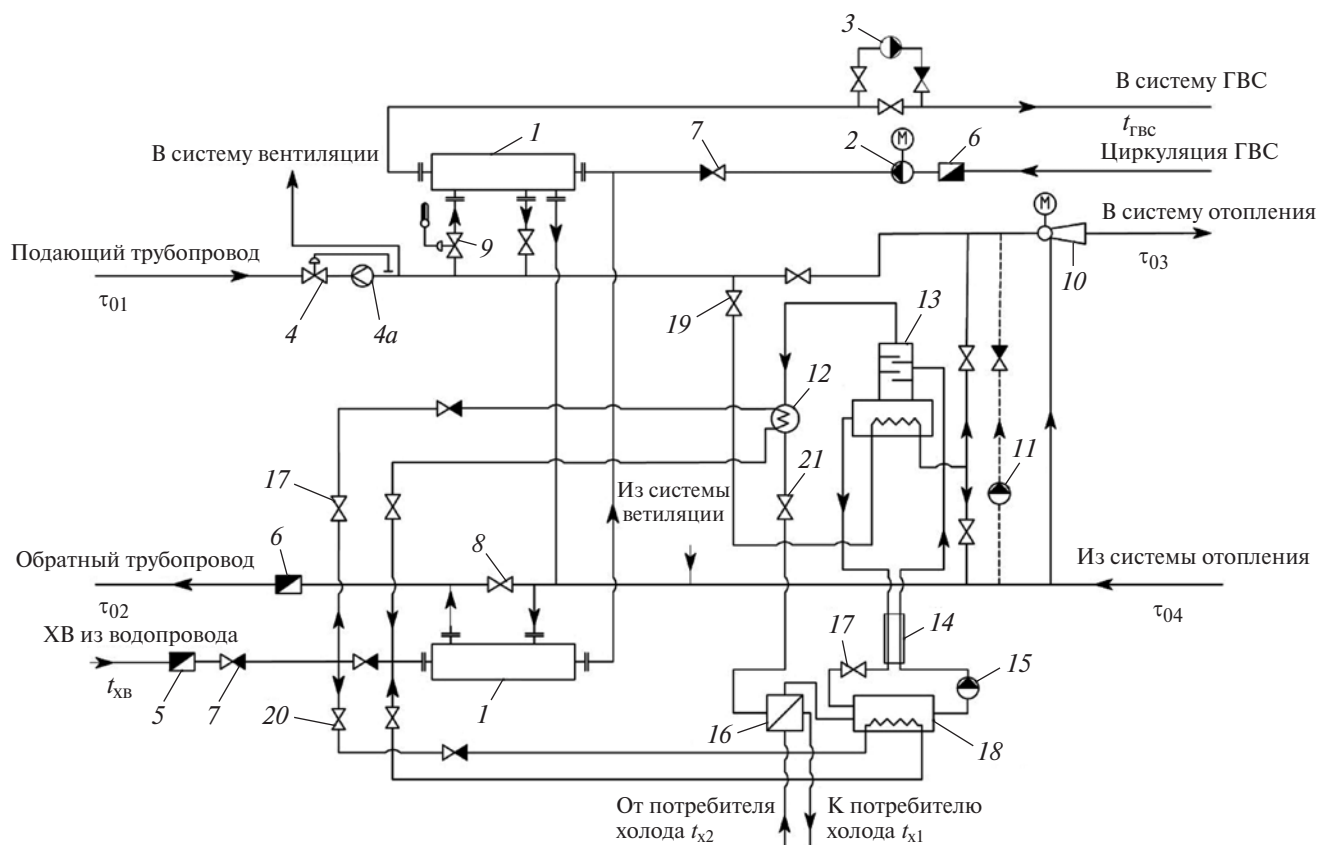


Рис. 3. Схема ТХП с двухступенчатым присоединением водоподогревателей ГВС и встроенной АБХМ:

1 — водоподогреватели первой и второй ступени горячего водоснабжения; 2 — циркуляционные насосы; 3 — повысительные насосы; 4 — регулятор ограничения максимального расхода воды на ввод; 4а — датчик расхода воды; 5 — водомер холодной воды; 6 — водомер расхода обратной сетевой воды; 7 — обратный клапан; 8 — регулирующая задвижка; 9 — регулятор подачи воды на ГВС; 10 — струйный элеватор; 11 — центробежный насос с частотным регулятором; 12 — конденсатор АБХМ; 13 — генератор АБХМ с ректификационной колонной; 14 — теплообменник растворов; 15 — водоаммиачный насос; 16 — испаритель АБХМ; 17 — дроссельный вентиль; 18 — абсорбер; 19 — клапан, регулирующий расход нагреваемой воды через конденсатор; 20 — клапан, регулирующий расход холодной воды через абсорбер; 21 — регулирующий дроссельный вентиль

исполнений) системы с целью более рационального использования топливно-энергетических ресурсов и соответственно решать проблемы энергосбережения.

2. Разработанные математическая модель и алгоритм решения задачи создания ТХП для любых граничных условий дают возможность определять энергоэкономическую эффективность использования ТХП в конкретных условиях.

3. На основе полученных результатов можно определять необходимые теплотехнические характеристики элементов ТХП, проводить расчет и подбор существующего или проектировать перспективное оборудование для разработанных ТХП.

#### Список литературы

- Орехов И. И., Тимофеевский Л. С. Абсорбционные преобразователи теплоты. — Л.: Химия, 1989.
- Сакун И. А. Холодильные машины. — Л.: Машиностроение, 1985.
- Бамбушек Е. М., Бухарин Н. Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. — Л.: Машиностроение, 1987.
- Приказ № 176 от 29 апреля 2010 г. «Об утверждении форм федерального статистического наблюдения за энергосбережением (Министерство экономического развития Российской Федерации. Федеральная служба государственной статистики)».
- СП 41-101-95. Своды правил по проектированию и строительству. Проектирование тепловых пунктов.
- Кладов И. В., Маленков А. С. Инновационные теплоэнерготехнологии в промышленности. — В кн.: Сб. докл. 3-й междунар. науч.-практической конф. «Энергосбережение в системах тепло- и газоснабжения. Повышение энергетической эффективности». — СПб.: Изд-во ООО «К-8», 2012.
- Маленков А. С., Шелгинский А. Я. Перспективы использования АБХМ для утилизации теплоты ВЭР предприятий. — В кн.: Энергосбережение — теория и практика (Тр. шестой международной школы-семинара молодых ученых и специалистов). — М.: Издательский дом МЭИ, 2012.
- Шелгинский А. Я. Промышленная энергетика в развитии экономики страны. — Промышленная энергетика, 2000, № 5.