

ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ПОМЕЩЕНИЙ

Кувшинов Ю. Я., докт. техн. наук, профессор, Зинченко Д. Н., аспирант
Московский государственный строительный университет (МГСУ), Россия
Булкин С. Г., канд. техн. наук



<http://bbk-impuls.ru>
(812) 600-76-03

Система отопления с греющими элементами из труб, замоноличенных в бетонное тело строительных конструкций, известная в России как панельно-лучистая, получила достаточно широкое применение в последние 25 лет благодаря использованию полимерных труб.

Не обсуждая преимущества этой системы в сравнении с приборными системами отопления, отметим важное обстоятельство, существенно дополняющее преимущества панельно-лучистой системы. Оно состоит в возможности использования системы в теплое время года для охлаждения помещения. При этом водяное лучисто-конвективное охлаждение помещений по многим критериям превосходит традиционное воздушное конвективное охлаждение.

Как известно, в теплое время года, помимо конвективной теплоты в помещение поступает большие лучистые тепловые потоки, прежде всего, от солнечной радиации. Если избытки конвективной теплоты быстро ассимилируются охлажденным воздухом, то лучистая теплота накапливается в ограждениях, и это приводит к их существенному разогреву. При наличии в помещении развитой поверхности охлаждения она включается в лучистый теплообмен, что приводит к быстрому понижению радиационной температуры помещения, а, следовательно, улучшению комфортности тепловой обстановки в нем.

Необходимость вентилирования помещения, а так же осушки внутреннего воздуха в теплое время года и его увлажнения в холодное, предполагает наличие в помещении системы вентиляции. Представляется целесообразным обеспечивать параметры микроклимата в помещении двумя системами: панельно-лучистого отопления-охлаждения (СПЛО) и кондиционирования воздуха (СКВ) или вентиляции (СВ). В теплое время года система водяного охлаждения работает как фоновая круглосуточно, а воздушная СКВ - только в течение рабочей смены. При этом практически безинерционная СКВ должна быть рассчитана на покрытие пиковой холодильной нагрузки. Такое сочетание ощутимо повышает экономическую и энергетическую эффективность обеспечения микроклимата.

Известно, что воздушные системы из-за малой плотности воздуха расходуют большое количество электроэнергии на очистку и тепловую обработку воздуха в кондиционерах, а также его транспортировку по вентиляционным каналам. СПЛО снимает существенную часть холодильной нагрузки на СКВ, что позволяет уменьшить расход приточного воздуха в системе, доводя его до санитарной нормы. Так как расход энергии на перемещение замещающего количества воды несопоставимо мал, возникает экономия энергии.

При совместном действии СКВ и СПЛО понижается суммарная установочная холодильная мощность двух систем по сравнению с одной СКВ. Это происходит за счет круглосуточной работы фоновой СПЛО. Уменьшение установочной мощности означает уменьшение стоимости холодильной установки. При этом не происходит

уменьшения суточного расхода холода двумя системами, а наоборот расход несколько увеличивается. Возрастание суточного расхода холода обусловлено снижением радиационной температуры помещения за счет лучистого охлаждения поверхностей, то есть лучшим качеством микроклимата в теплое время года.

Можно избежать этого перерасхода, если повысить температуру воздуха в помещении. При понижении радиационной температуры, компенсирующей повышение температуры воздуха, результирующая температура помещения останется неизменной, а, следовательно, не происходит ухудшения комфортности тепловой обстановки.

К перечисленным преимуществам панельно-лучистого охлаждения следует прибавить то, что отопление и частично охлаждение помещения осуществляется одной системой, к тому же имеющей хорошие эксплуатационные качества.

Конструктивно системы панельно-лучистого отопления-охлаждения представляют собой греющий/охлаждающий контур из толстостенных полимерных труб, замоноличенных в тело ограждающей конструкции или прикрепленных к ней. Существующие в настоящее время технические средства разрешают конструировать множество схем размещения труб в панелях систем отопления-охлаждения. Как правило, системы делятся на потолочные, стеновые и напольные. Для целей охлаждения предпочтение следует отдавать потолочным и стеновым панелям.

В отличие от систем панельно-лучистого отопления, использование систем панельного охлаждения не нашло пока достаточного обоснования. Сказанное относится, прежде всего, к рассмотрению гигиенических аспектов. В достаточно многочисленных исследованиях гигиенистов и инженеров [1-3] приводятся данные оценки комфортности тепловой обстановки применительно к обогреву помещения. В то же время отсутствуют в явном виде сведения о радиационном балансе организма человека при панельно-лучистом охлаждении. Освещая основную проблему - о допустимой температуре охлажденной поверхности, авторы публикаций рекомендуют принимать ее несколько выше температуры точки росы.

Если сравнивать чисто конвективное (рис. 1, а) и смешанное лучисто-конвективное охлаждение помещения (рис. 1, б), то в первом случае радиационная температура t_R оказывается выше температуры воздуха t_B , а во втором - ниже. В результате процесс формирования температуры воздуха в том и другом случае оказывается различным.

При сменной работе СКВ мощностью Q_{C1} охлаждение помещения происходит от высокого температурного уровня, во втором случае - при круглосуточной работе фоновой СПЛО мощностью Q_{CF} допускается дисбаланс тепlopоступлений Q_B и холодильной мощности СКВ Q_{C2} и температура воздуха формируется в результате подгрева помещения внутренними тепlopоступлениями.

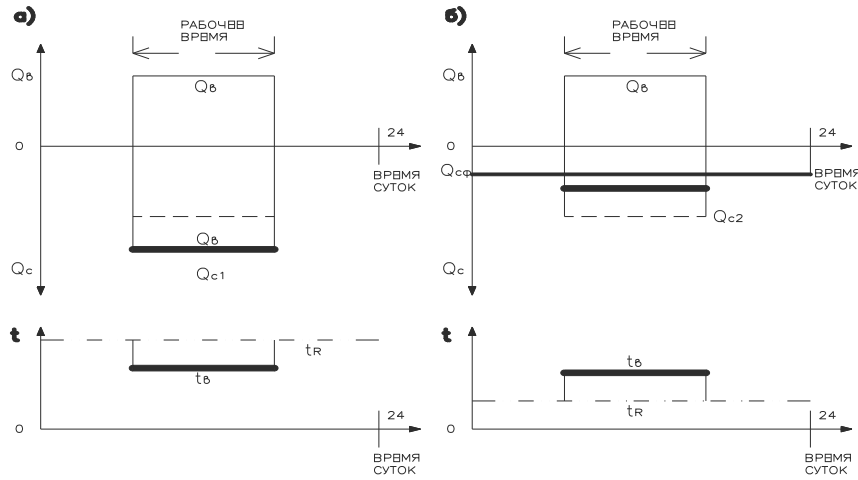


Рис. 1. Процесс формирования температуры воздуха с помощью СКВ (а) и комплексной системы СКВ +СПЛО (б)

При проектировании систем панельно-лучистого обогрева-охлаждения условия комфортности тепловой обстановки оценивается двумя факторами:

- соотношением температуры воздуха, радиационной температуры и результирующей температуры помещения $t_B, t_R, t_I, ^\circ C$;
- минимально допустимой средней температурой охлажденной поверхности $t_o, ^\circ N$.

Первый фактор устанавливает комфортное сочетание видов теплоотдачи человека, второй – допустимый баланс лучистого теплообмена на поверхности человека и температуру в пограничных зонах.

В результате обобщения многочисленных данных публикаций по комфортности тепловой обстановки при лучисто-конвективном отоплении-охлаждении были установлены рекомендации по нормированию параметров микроклимата.

При охлаждении помещения поверхностью температуру воздуха t_B следует принимать на 1- 2 градуса выше нормируемой температуры воздуха в рабочей зоне $t_{B,P}$. Комфортное сочетание температуры воздуха и температуры помещения при охлаждении помещения следует определять в соответствии с данными рис. 2.

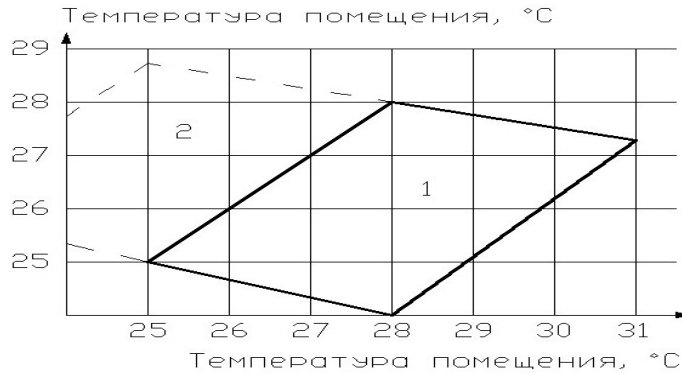


Рис. 2. Зона теплового комфорта при панельно-лучистом охлаждении: 1 - зона теплового комфорта при панельно-лучистом охлаждении; 2 - зона теплового комфорта при конвективном охлаждении

Минимально допустимая температура охлажденной поверхности принимается как средняя температура всей охлажденной поверхности. Помимо этого, следует оценивать минимальную локальную температуру на поверхности, которая должна быть не менее, чем на $1 ^\circ C$ выше температуры точки росы. Величина температуры точки росы в интервале температуры $22...30 ^\circ C$ и относительной влажности воздуха в помещении $\varphi = 40...60 \%$ равна

$$t_{o,?} = (0,84 + 0,17\varphi)t_B + 27,2\varphi - 23,1, ^\circ C,$$

где относительная влажность принята в долях единицы.

На минимальную температуру вертикальных панелей налагается дополнительное требование не допускать переохлаждения воздуха у пола помещения (на расстоя-

нии 1 м от панели) более, чем на $2 ^\circ C$ ниже нормируемой температуры. При этом поверхностная плотность лучистого теплового потока на рабочем месте не должна превышать 35 Вт/м^2 .

Использование ПЛО в помещении требует рассмотрение системы лучисто-конвективного теплообмена в охлаждаемом помещении. В полной постановке задачи такая система должна включать достаточно большое число уравнений баланса теплоты на поверхностях ограждений, что затрудняет ее использование в инженерных решениях.

В упрощенном решении приняты 2 неизвестных (рис. 3): температура поверхности рабочей зоны t_3 и температура поверхности остальных (нейтральных) ограждений t_2 .

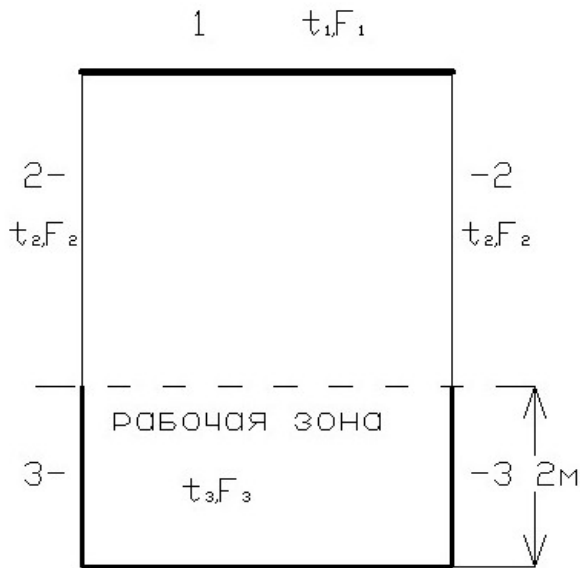


Рис. 3. К постановке задачи расчета лучисто-конвективного теплообмена в помещении при панельно-лучистом охлаждении

Система уравнений лучисто-конвективного теплообмена при 2-х неизвестных включает уравнение баланса конвективного тепла в помещении и уравнение баланса тепла на поверхности рабочей зоны.

Решение системы уравнений имеет вид:

$$t_3 = (F_3 q_l + Q_{ПЛ} \varphi_{1-3} - \frac{K_3^L}{K_2} (Q_K + Q_{ПК})) / ((1 + \frac{K_3^L}{K_2}) K_3^L + K_3); \quad (1)$$

$$t_2 = (1 + \frac{K_3}{K_2}) t_3 - \frac{K_3}{K_2} t_3 - \frac{(Q_K + Q_{ПК})}{K_2}; \quad (2)$$

$$K = F \alpha_k; K_3^L = F_3 \alpha_{Л1-3}, \text{ Вт/град}, \quad (3)$$

где: α_k и α_L - коэффициенты конвективного и лучистого теплообмена на поверхностях, Вт/(м²·°C); F - площадь поверхности ограждения, м²; t_в - температура воздуха помещения, °C; Q_к - конвективный тепловой поток, поступающий в помещение, Вт; q_л - плотность лучистого теплового потока, поступающего в помещение, Вт/м²; Q_{ПЛ}, Q_{ПК} - лучистая и конвективная составляющие теплового потока, поступающего от охлаждающей поверхности, Вт; φ₁₋₃ - коэффициент облученности с охлажденной поверхности на поверхности рабочей зоны.

В рассматриваемом случае обеспечения температурно-влажностных условий в помещении двумя совместно работающими системами задача состоит в определении холодильной мощности каждой из систем с учетом особенностей лучисто-конвективного теплообмена в помещении при наличии развитой охлажденной поверхности.

При параллельной работе СПЛО и СКВ, подающих в помещение тепловые потоки разной природы и в разное время суток, они по-разному воздействуют на формирование температуры воздуха. Причем, из-за нестационарности процессов реакция температуры воздуха на то или

иное тепловое воздействие происходит с различным запаздыванием. В основу учета нестационарности температурных условий заложена закономерность изменения радиационной температуры помещения. Для решения инженерных задач обычно используют математические модели с сосредоточенными параметрами.

Определяющим при рассмотрении нестационарных процессов в помещении является рассмотрение изменения во времени радиационной температуры помещения. Радиационная температура определена как средняя по площади температура поверхностей:

$$t_R = (F_1 t_1 + F_2 t_2 + F_3 t_3) / \Sigma F_i, \text{ град}, \quad (4)$$

где ΣF_i - сумма площадей поверхности ограждений, обранных в помещении, м²:

$$\Sigma F_i = F_1 + F_2 + F_3, \text{ м}^2. \quad (5)$$

Подстановка (1) и (2) в формулу (4) позволяет перейти при расчете осредненной температуры поверхностей в помещении от точечной модели к модели с частично распределенными параметрами. Минувя промежуточные выкладки, получим:

$$t_R = t_B - \frac{\Sigma Q_j}{\Sigma F_i} [\rho_j \beta_{j1} - (1 - \rho_j) \beta_{j3}] - \frac{Q_{П}}{\Sigma F_i} [\rho_{П} \beta_{2} - (1 - \rho_{П}) \beta_{4}] \quad (6)$$

где: Q_ж - возмущающие и регулирующие тепловые потоки, составляющие тепловую нагрузку на помещение, включая тепловой поток от конвективной системы, Вт; ρ_ж - конвективная доля потока Q_ж, составляющего тепловую нагрузку; Q_П - холодоотдача охлаждающей поверхности, Вт; ρ_П - конвективная доля теплоотдачи охлаждающей поверхности.

Коэффициенты β равны:

$$\beta_1 = \beta_{1,1} / \beta_{1,2}; \beta_2 = \beta_1 - 1 / \alpha_{k1}; \quad (7)$$

$$\beta_{1,1} = \frac{K_3 + K_3^L}{K_2} F_2 + \frac{K_3^L}{K_2} F_3;$$

$$\beta_{1,2} = K_3 + K_3^L + \frac{K_3^L}{K_2} K_3; \quad (8)$$

$$\beta_3 = \frac{\beta_{3,1} F_3}{\beta_{1,2} \Sigma F_i}; \beta_{3,1} = F_3 - \frac{F_2}{K_2} K_3;$$

$$\beta_4 = \frac{\beta_{3,1} \varphi_{1-3}}{\beta_{1,2}}. \quad (9)$$

Изменение радиационной температуры во времени суток рассчитывается по формуле:

$$t_R = t_{R,0} - \Sigma Q_j \Omega(\tau) / Y_{П}, \quad (10)$$

где: $t_{R,0}$ - среднесуточное значение радиационной температуры; Y_{Π} - показатель теплоусвоения помещения, Вт/град; $\Omega(\tau)_j$ - температурный коэффициент.

Температурные коэффициенты представляют собой тригонометрические ряды, структура которых зависит от формы изменения во времени возмущающего воздействия. Для решения задачи расчета теплового режима помещения достаточно использовать ряды для двух функций теплового воздействия:

- прямоугольной формы, моделирующей изменение воздействия от внутренних теплопоступлений и систем отопления-охлаждения при сменной работе;
- параболической формы, моделирующей изменение теплопоступления от солнечной радиации.

Практически расчеты температурных коэффициентов проводится для ограниченного числа членов ряда.

В общем случае система отопления-охлаждения может работать или круглые сутки или рабочую часть суток. Искомое соотношение холодильной мощности СПЛЮ и СКВ определяется из уравнения баланса среднесуточных возмущающих и регулирующих тепловых потоков, поступивших в помещение, которое имеет вид [4]:

$$Q_C \eta_C + Q_{TP} + \sum Q_j \eta_j + Q_{\Pi} \eta_{\Pi} = 0, \quad (11)$$

где: Q_{TP} - среднесуточный трансмиссионный тепловой поток, проходящий через наружные ограждения и определенный относительно рабочей температуры воздуха t_B , Вт; η_C, η_j - коэффициенты нагрузки соответственно для конвективной системы, работающей часть суток, и для тепловых потоков, составляющих тепловую нагрузку на помещение:

$$\eta_C = \frac{K}{Y_I} \bar{\Omega}_C + \frac{K}{\sum F_i} \beta_1 (1 - 0,5m) + m; \quad (12)$$

$$\eta_j = \frac{K}{Y_I} \bar{\Omega}_j + \frac{K}{\sum F_i} [\rho_j \beta_1 - (1 - \rho_j) \beta_3] (\bar{Q}_{jm} - 0,5 \bar{Q}_{j0}) + \bar{Q}_{j0}; \quad (13)$$

η_{Π} - коэффициент нагрузки для теплового потока от охлаждающей поверхности:

$$\eta_{\Pi} = 1 + \frac{K}{2 \sum \Sigma_i} [\rho_{\Pi} \beta_2 - (1 - \rho_{\Pi}) \beta_4]; \quad (14)$$

m - относительная продолжительность рабочей части суток $m = \Delta \tau / 24$; $\bar{\Omega}_C, \bar{\Omega}_j$ - средние за рабочее время значения температурных коэффициентов для теплового потока, вносимого СКВ и потока Q_j , составляющего тепловую нагрузку; \bar{Q}_m, \bar{Q}_0 - среднее за рабочее время (индекс «m») и среднее за сутки (индекс «0») значения теплового потока Q_j , составляющего нагрузку, отнесенные к максимальному значению; K - удельный трансмиссионный тепловой поток через наружные ограждения, Вт/град.

Расчеты показывают, что коэффициенты β_3 и β_4 меньше коэффициентов β_1 и β_2 на два порядка, что позво-

ляет ими пренебречь и упростить приведенные выше формулы.

Уравнение баланса тепловых потоков в помещении (11) позволяет выбирать соотношение долей холодильной мощности параллельно работающих систем в случае, когда мощность одной из систем задана. Учитывая зависимость температурных условий в помещении от холодильной мощности систем, корректное решение уравнения (11) достигается итерацией.

В помещении возможны различные варианты расположения охлаждающих поверхностей. В случае, когда площадь нескольких поверхностей оказывается достаточной для покрытия холодильной нагрузки, выбор того или иного места расположения панели зависит от теплотехнической эффективности варианта.

Коэффициент эффективности варианта охлаждающей поверхности показывает долю общей холодоотдачи СПЛЮ, приходящуюся на рабочую зону. Чем больше его значение, тем выше эффективность варианта СПЛЮ. Проведенное моделирование теплообмена в помещениях различной геометрии позволило оценить величину коэффициента эффективности в виде:

$$K = C(1 - \rho), \quad (15)$$

где ρ - конвективная доля суммы тепловых потоков, составляющих нагрузку на помещение:

$$\rho = \sum Q_i \rho_i / \sum Q_i. \quad (16)$$

Коэффициент C , значения которого приведены в табл.1, характеризует эффективность варианта расположения охлаждающей поверхности. Наибольшее его значение соответствует варианту 4.1 расположения панели в верхней части стены с одной стороны помещения. Наименьшее значение коэффициента эффективности приходится на вариант 2.

Таблица 1

| № варианта | расположение поверхности | коэффициент C |
|------------|---------------------------------|---------------|
| 1 | В потолке | 0,5 |
| 2 | В полу | 0,38-0,07 a/h |
| 3.1 | В одной боковой стене у пола | 0,43 |
| 3.2 | В двух боковых стенах у пола | 0,36 |
| 4.1 | В одной боковой стене у потолка | 0,56 |
| 4.2 | В двух боковых стенах у потолка | 0,51 |

Примечание: a - размер помещения в плане (по фронту), h - высота помещения.

Для расчета площади охлажденной поверхности следует определить ее холодоотдачу:

$$q_l = q_1 q_p (1,02 - 0,01 \frac{b}{a}) [0,94 + 0,01(t_B - t_0)], \quad (17)$$

Вт/м²,

где величина q_1 в качестве примера приведена на рис. 4 в виде зависимости от размеров помещения a, b, h и общей для помещения конвективной доли тепловой нагрузки.

Величина q_p - холодоотдача поверхности, рассчитанная относительно максимального перепада температур $(t_B - t_0)$, равна:

$$q_p = [A_i (t_B - t_0)^{0,33} + 5,15] (t_B - t_0). \quad (18)$$

Коэффициент A_i равен для охлажденных поверхностей: 1,16 - пола, 1,66 - стен, 2,16 - потолка.

С целью всесторонней оценки влияния различных факторов на энергетические и экономические показатели охлаждения помещений было проведено моделирование совместной работы СПЛЮ и СКВ. Моделирование реализовывалось с помощью компьютерного расчетного комплекса, в основу которого заложены приведенные выше

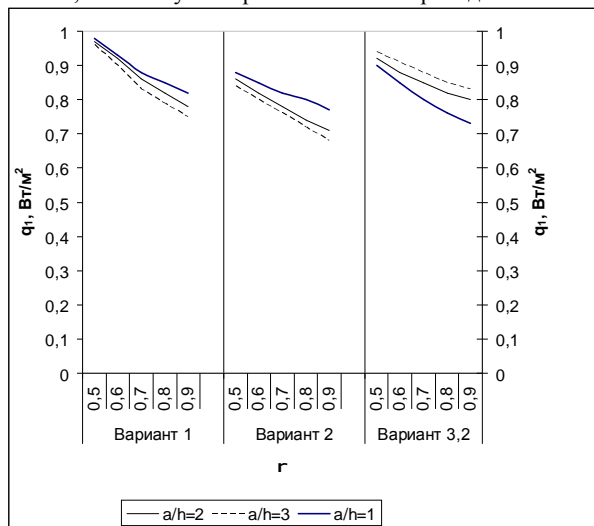


Рис. 4. Зависимость относительной удельной теплоотдачи охлажденной поверхности от размеров помещения a, b, h и общей для помещения конвективной доли тепловой нагрузки ρ

зависимости. В результате определялись холодильная мощность СКВ и СПЛЮ в расчетных условиях и годовые расходы энергии на охлаждение и вентиляцию помещений при переменном соотношении вклада в охлаждение каждой из систем. Последний фактор оценивался величиной μ , равной:

$$\mu = Q_{\text{СПЛЮ}} / Q_{\text{СПЛЮ.1}} \quad (19)$$

где $Q_{\text{СПЛЮ}}$ - мощность СПЛЮ при совместном с СКВ охлаждении помещения; $Q_{\text{СПЛЮ.1}}$ - то же при охлаждении помещения одной СПЛЮ.

Были рассмотрены 2 варианта планировки и назначения тестовых помещений, для каждого из помещений были приняты 2 варианта ориентации (южной и северной половины румбов) фасадов в трех характерных климатических зонах (Центр, Западная Сибирь, Юг России). Принятые к рассмотрению 12 вариантов помещений имеют холодильную нагрузку в расчетных условиях от 50 до 115 Вт на 1м² площади пола. Общее число рассмотренных вариантов, равное 70, представляет выборку, правомерно претендующую на высокую достоверность результатов.

Рассматривались помещения читального зала с ориентацией фасада на юго-запад (ориентация 1) и север (ориентация 2) в Москве, Новосибирске и Краснодаре при переменном показателе μ . Результаты моделирования иллюстрируются данными на рис. 5-12.

На рис. 5-7 показаны диаграммы зависимости холодильной мощности СПЛЮ, СКВ и суммарной мощности, потребляемой на охлаждение помещения и обработку наружного воздуха в объеме санитарной нормы от μ .

Выбор целесообразного соотношения мощности СПЛЮ и СКВ при их совместной работе является экономической задачей. Для решения технико-экономических задач в качестве критерия экономической эффективности широко используется величина приведенных затрат (отечественная терминология):

$$П = KE + Э, \text{ руб./г.}, \quad (20)$$

где K - капиталовложения в вариант сопоставления, руб.; Э - годовые эксплуатационный затраты, руб/г.

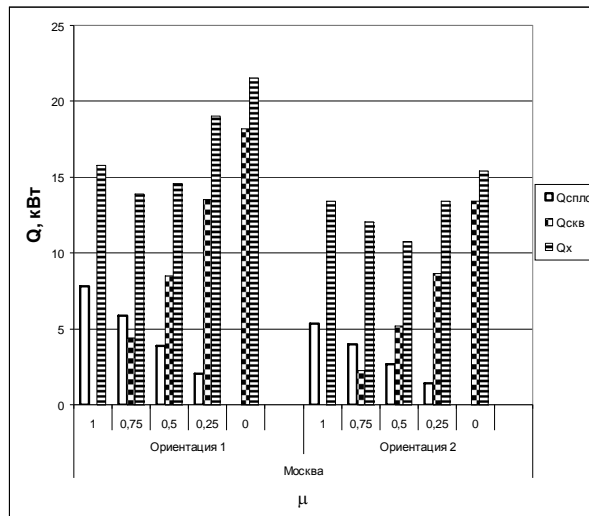


Рис. 5. Диаграмма холодильной мощности в помещении читального зала при совместной работе СПЛЮ и СКВ в зависимости от принятой доли мощности СПЛЮ μ в Москве

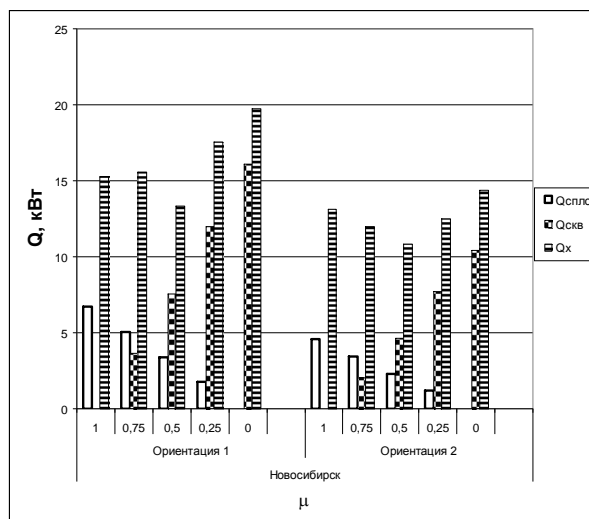


Рис. 6. Диаграмма холодильной мощности в помещении читального зала при совместной работе СПЛЮ и СКВ в зависимости от принятой доли мощности СПЛЮ μ Новосибирске

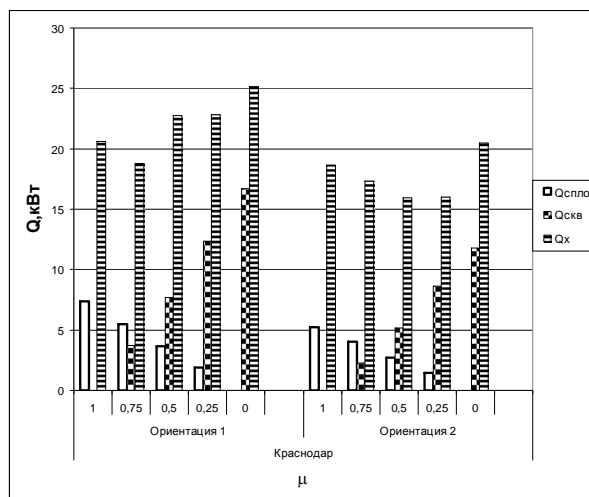


Рис. 7. Диаграмма холодильной мощности в помещении читального зала при совместной работе СПЛЮ и СКВ в зависимости от принятой доли мощности СПЛЮ μ в Краснодаре

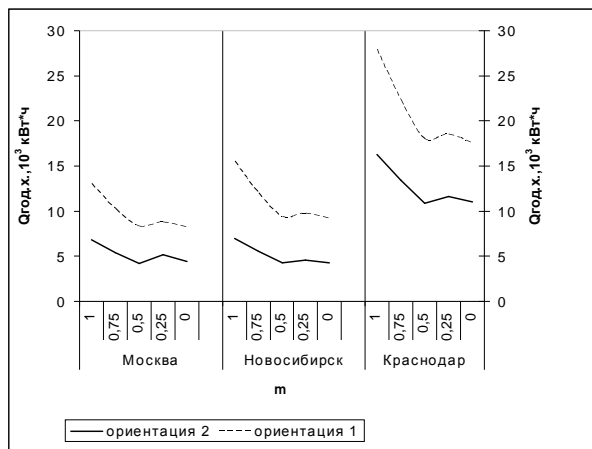


Рис. 8. Диаграмма суммарного годового расхода холода вариантами

На рис.8 показаны графики зависимости от m суммарного годового расхода холода на охлаждение помещения и обработку наружного воздуха в, а на рис.9 - аналогичные графики для суммарного годового расхода электроэнергии на охлаждение и перемещение воздуха в СКВ.

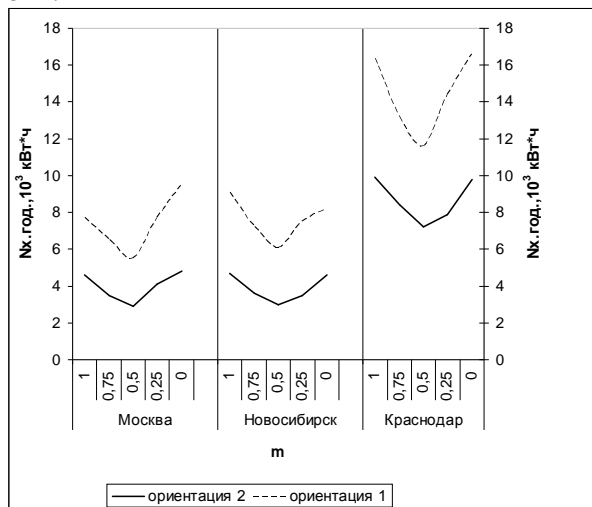


Рис. 9. Диаграмма суммарного годового расхода электроэнергии вариантами

В рыночных условиях, при замене понятия капиталовложений на более широкое - инвестиции, использование критерия приведенных затрат оправдано [5] при условии замены коэффициента эффективности капиталовложений E в прежнем понимании на коэффициент бездисконтной эффективности $E_3 = 1/T_3$.

В зависимости от использования дохода, получаемого после окупаемости инвестиций в вариант, величина коэффициента эффективности определяется по разным формулам. Если доход будет использоваться в качестве оборотных средств (дисконтироваться), то величина E_3 будет равна:

$$E_{3,1} = r / [1 - \exp(-r T_{OK})] \quad (21)$$

в случае капитализации дохода, т. е. изъятия его из оборота и наращивания;

$$E_{3,2} = r / [\exp(r T_{OK}) - 1], \quad (22)$$

где r - расчетная норма дисконта, $1/r$; T_{OK} - предельный срок окупаемости инвестиций.

Как показывают расчеты при разумных сроках окупаемости инвестиций от 3 до 9 лет величина коэффициен-

та $E_{3,1}$ изменяется от 0,4 до 0,15, коэффициента $E_{3,2}$ от 0,3 до 0,05. Таким образом, для оценки всей области возможных экономических ситуаций достаточно рассмотреть варианты в диапазоне E_3 от 0,05 до 0,4. Результаты сопоставления вариантов по величине приведенных затрат приведены на рис. 10-12.

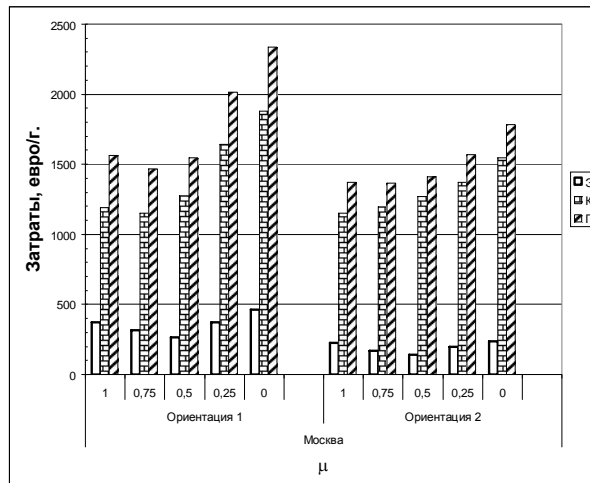


Рис. 10. Диаграмма приведенных затрат на варианты охлаждения помещения

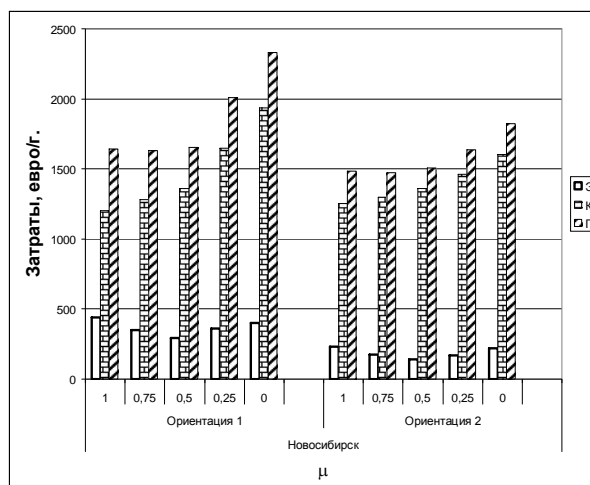


Рис. 11. Диаграмма приведенных затрат на варианты охлаждения помещения

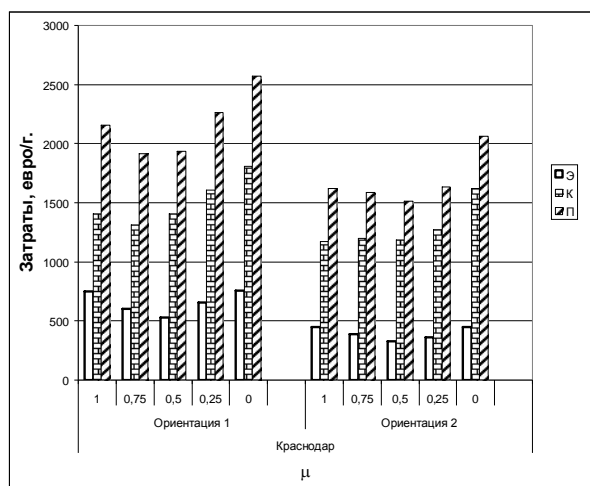


Рис. 12. Диаграмма приведенных затрат на варианты охлаждения помещения

ВЫВОДЫ

1. С уменьшением величины η имеет место нелинейное возрастание $Q_{СКВ}$, при этом возрастает суммарная холодильная установочная мощность охлаждающих систем.

2. С уменьшением η происходит изменение суммарного годового расхода холода на охлаждение и вентиляцию помещения. При этом с уменьшением η от 1 до 0,5 годового расход холода уменьшается, а в последующем несколько увеличивается, причем при $\eta=0$ годового расход холода меньше, чем при $\eta=1$.

3. Внешние климатические условия оказывают существенное влияние на годовое потребление холода. Об этом свидетельствуют данные о расходе холода, расходящиеся в вариантах для разной ориентации помещений и в разных климатических зонах в 2-3 раза.

4. В большинстве вариантов минимальные приведенные затраты соответствуют значению η близкому к 1. Из рассмотренных 36 случаев распределения приведенных затрат в зависимости от η (для 1-го помещения) в 56 % минимум затрат соответствует $\eta=1$ и только в 20 % случа

ях минимум соответствует $\eta=0,5$. Из 18 вариантов для 2-го помещения оптимум имеет место при $\eta=0,5$ в 50 % случаев. Смещение оптимума в сторону $\eta=0,5$ наблюдается при увеличении эксплуатационных затрат и уменьшении коэффициента экономической эффективности $E_Э$. Последний фактор соответствует большому сроку окупаемости инвестиций и (или) малой расчетной норме дисконта g .

5. Функция приведенных затрат с уменьшением η от 1 медленно растет до $\eta=0,5$ и с дальнейшим уменьшением η возрастает более интенсивно.

Изложенные выше соображения позволяют сделать вывод об относительном равенстве приведенных затрат на варианты в области $0,5 < \eta < 1$. Таким образом, область соотношения холодильной мощности СПЛЮ и СКВ, соответствующая $0,5 < \eta < 1$, является экономически оптимальной.