

«Скоропарка» - запатентованное название новой линейки банных печей **Термофор**, в которых получение необходимого для банных процедур водяного пара осуществляется без традиционно используемой для этих целей каменки, посредством пароперегревателя, генерирующего перегретый пар температурой 200...500 °С.

Поскольку генерация перегретого пара является постоянным фактором работы данных печей, возникает множество вопросов, связанных со способами и средствами управления режимами печи, получением требуемых кондиций в парной, обслуживанием парильного помещения.

В данной статье предлагается рассмотреть данные вопросы сугубо с теоретических позиций для освещения общих принципов и подходов к пользованию данной печью.

Как и любая другая банная печь, **«Скоропарка»** должна обеспечивать два основных режима работы:

1. **Начальный нагрев** ограждающих конструкций и объема парильного помещения до требуемых температур, при этом печь должна, для обеспечения максимально быстрого нагрева бани, работать на повышенной мощности. Данная задача весьма актуальна для российских условий, где зачастую приходится нагревать баню (и далее ее эксплуатировать) при значительных отрицательных температурах.
2. **Стационарный** (или близкий к нему режим), при котором требуется поддерживать желаемые кондиции – температуру и влажность, возможно, с какими-либо локальными вариациями. При этом печь должна быть «настроена» на определенное значение мощности, соответствующее текущим теплотерям помещения и необходимой вентиляции.

Предварительно кратко опишем основные характеристики печи **«Скоропарка-Люмина»**, стартовую модель линейки:

Номинальная мощность ($N_{пол}$) - **16 кВт** (полезная мощность, за вычетом потерь тепла с отходящими газами и недожогом). Данная мощность, при условии открытия зольника (при повышенной тяге) и высокой калорийности топлива, может достигать значения **25 кВт**.

Важна также структура полезной мощности, ее компоненты можно выразить в долях от суммарной:

Мощность излучения и конвекции поверхностей печи $N_t = \alpha_1 N_{пол}$,

$\alpha_1 \approx 0,45$ – доля полезной мощности, передаваемая в парилку нагретыми поверхностями печи,

Мощность парообразования $N_{n1} = \alpha_2 N_{пол}$, $\alpha_2 \approx 0,5$ - доля полезной

мощности, затрачиваемой на парообразование,

Мощность пароперегрева $N_{n2} = \alpha_3 N_{пол} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) N_{пол}$, $\alpha_3 \approx 0,05$ - доля полезной мощности, затрачиваемой на перегрев пара.

Отметим, что данная структура мощности остается практически постоянной при изменении полезной мощности путем регулирования расхода воздуха для горения топлива, хотя ее незначительные изменения зависят от многих факторов, вплоть от особенностей укладки дров в топливник. Попутно заметим, что, согласно проведенным исследованиям, печь **«Скоропарка»** характеризуется весьма высоким КПД – в номинальном режиме порядка **75%** по самым скромным оценкам. Это объясняется, в первую очередь, высоким коэффициентом теплоотдачи от стенок топливника и трубы к воде.

В режиме разогрева бани, основными факторами, определяющими скорость нагрева, являются мощность печи и коэффициент теплопередачи, прежде всего, ограждающим конструкциям сооружения. При использовании **«Скоропарки»**, все три составляющих полезной мощности - N_t, N_{n1}, N_{n2} участвуют в данном процессе, причем наибольший вклад вносит N_{n1} , накопленная в перегретом паре скрытая теплота парообразования: пар конденсируется на еще не нагретых свыше точки росы поверхностях, при этом коэффициент теплоотдачи, согласно справочникам, при конденсации водяного пара составляет величину от

5000 до 20000 $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$, для сравнения, при естественной конвекции воздуха –

5...25 $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$, то есть на 3 порядка меньше. Интенсивность теплопередачи при конденсации многократно превышает также теплопередачу излучением: так, условный коэффициент теплоотдачи излучением при 500⁰С (реальные поверхности

печей имеют меньшую температуру) составляет порядка $40 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$, что в сто раз меньше, чем при конденсации водяного пара.

Именно прогрев водяным паром обеспечивает, при использовании «Скоропарки», рекордно быстрые сроки приготовления бани, исчисляемые в некоторых случаях, 15...20 минутами.

При стационарном режиме работы печи важно обеспечить стабильность желаемых параметров влажности и температуры в парильном помещении. При этом, в начале выхода на стационарный режим, необходимо «высушить» парную, собрав сконденсировавшуюся после разогрева влагу вентиляционным воздухом и удалить ее из помещения. При последующей работе, режимы протопки и вентиляции должны быть такими, чтобы исключать образование конденсата.

С точки зрения известных положений термодинамики, для осуществления данных условий, должно иметь место следующее: **температура паровоздушной смеси в парилке должна быть выше, чем у пытающейся сконденсироваться на поверхностях воды, а температура воды должна быть выше точки росы паровоздушной смеси.** При указанных условиях, перенос тепла будет направлен в сторону воды, а массоперенос влаги от поверхности воды в воздух, поскольку парциальное давление водяных паров на поверхности воды будет больше, чем в окружающем воздухе. Очевидно, что воздух (точнее, паровоздушная смесь) должен быть ненасыщенным, то есть при данной температуре, быть способным «впитывать» влагу.

Получить некоторые качественные и количественные оценки указанных процессов можно, записав уравнения энергетического и материального балансов парилки, имея в виду, что необходимым условием поддержания стабильных параметров температуры и влажности является наличие вентиляции:

$$G_n + G_{\delta} d_{\delta} = G_{\delta} d_{\delta} \text{ или } G_n = G_{\delta} (d_{\delta} - d_{\delta}); \quad (1)$$

где - G_n - массовый расход водяного пара, поступающего из пароперегревателя печи, G_{δ} - массовый расход воздуха на входе и выходе вентиляции, d_{δ}, d_{δ} - влагосодержание влажного воздуха в парилке и атмосферном воздухе соответственно.

Выражение (1) констатирует очевидный факт, что расход влаги из пароперегревателя, и внесенную с вентиляционным воздухом влагу, в сумме содержит

воздух, выходящий из парилки (влагосодержание – количество массы влаги, приходящееся на массу абсолютно сухого воздуха в единице объема, кг/кг).

Энергобаланс парилки запишем из условия, что, содержащийся во влажном воздухе пар, поступивший из пароперегревателя, в дальнейшем **не конденсируется**, а смешавшись с влажным воздухом, образует **ненасыщенную паровоздушную смесь**:

$$N_{n2} + N_t + G_\theta (c_\theta + c_n d_\theta) T_\theta = G_\theta (c_\theta + c_n d_\theta) T_\theta + Q; \quad (2)$$

где левая часть – мощность тепловых потоков, поступающих в парилку (как уже отмечено, сюда не входит скрытая теплота парообразования, предполагаем, что пар во влажном воздухе не будет претерпевать фазовых переходов), правая – тепловые потоки, выходящие из парилки, здесь $c_\theta = 1,0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг } ^\circ\text{C}}$, $c_n = 1,97 \frac{\text{кДж}}{\text{кг } ^\circ\text{C}}$ – массовые удельные изобарные теплоемкости атмосферного воздуха и водяного пара соответственно, практически, константы, слабо зависящие от температуры, T_θ, T_θ – температуры атмосферного воздуха и влажного воздуха в парилке соответственно, Q – тепловые потери через ограждающие конструкции.

Тепловые потери через ограждающие конструкции выразим в наиболее простом виде – используя понятие удельной тепловой характеристики здания. Тогда:

$$Q = K_y V_\theta (T_\theta - T_\theta); \quad (3)$$

где V_θ – объем парилки (м^3), K_y – удельная тепловая характеристика, для бани можно

принять $0,4 \dots 0,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$ (справочные данные, соответствует утепленной бане).

В выражении (1) расход пара можно заменить соответствующей составляющей мощности: так, не учитывая затраты тепла на нагрев воды в баке до температуры кипения (мы

рассматриваем стационарный процесс, когда вода уже кипит), $N_{n1} = r G_n$, $r = 2400 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – удельная (скрытая) теплота парообразования.

С учетом выражений (1-3), учитывая, что $1 = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3$, выполнив несложные преобразования, получим два уравнения, с помощью которых по заданным значениям

влажности и температуры (желаемым кондициям) получим значения требуемых полезной мощности печи и расхода воздуха для вентиляции:

$$N_{пол} = \frac{K_y V_{\bar{o}} (T_{\bar{o}} - T_{\bar{e}}) r (d_{\bar{o}} - d_{\bar{e}})}{(1 - \alpha_2) r (d_{\bar{o}} - d_{\bar{e}}) - \alpha_2 [c_{\bar{e}} (T_{\bar{o}} - T_{\bar{e}}) + c_n (d_{\bar{o}} T_{\bar{o}} - d_{\bar{e}} T_{\bar{e}})]}; \quad (4)$$

$$G_{\bar{e}} = \frac{K_y V_{\bar{o}} (T_{\bar{o}} - T_{\bar{e}})}{(1 - \alpha_2) r (d_{\bar{o}} - d_{\bar{e}}) - \alpha_2 [c_{\bar{e}} (T_{\bar{o}} - T_{\bar{e}}) + c_n (d_{\bar{o}} T_{\bar{o}} - d_{\bar{e}} T_{\bar{e}})]}. \quad (5)$$

Прежде чем будут выполнены некоторые количественные оценки, формальный анализ уравнений (4) и (5) уже позволяет сделать некоторые выводы:

1. Подбором полезной мощности печи и расхода воздуха вентиляции можно задавать требуемые значения влажности и температуры в парилке. Этих двух, вполне подлежащих регулированию параметров, достаточно для однозначного задания требуемых кондиций.
2. Невозможность получения при данных конкретных условиях требуемых кондиций связана с ограничением максимальной мощности печи.

Выводы основаны на том, что область определения выражений (4) и (5) ограничивается положительными значениями знаменателя, который стремится к нулю при некотором значении разности температур в парилке и окружающей среде. Естественно, что для конкретного объема парилки и действующей разницы температур существует некий предел по возможностям регулирования.

В выражениях (4) и (5) влажность воздуха оценивается влагосодержанием, что неудобно для пользователя бани, доступные приборы для ее измерения обычно оценивают **относительную влажность**. Зависимость между влагосодержанием и относительной влажностью приводится в соответствующих разделах термодинамики:

$$d = 0,622 \frac{\mathcal{P}_n}{P_0 - \mathcal{P}_n},$$

Для рассматриваемого случая :

$$d_{\epsilon} = 0,622 \frac{\varphi_{\epsilon} p_{\epsilon}}{p_0 - \varphi_{\epsilon} p_{\epsilon}}; d_{\delta} = 0,622 \frac{\varphi_{\delta} p_{\delta}}{p_0 - \varphi_{\delta} p_{\delta}}; \quad (6)$$

где $p_0 = 101 \text{ кПа}$ - давление паровоздушной смеси, в нашем случае, с достаточной точностью принимается как атмосферное давление, φ - относительная влажность, p_n - давление насыщенного пара при соответствующей температуре, в данном случае при температурах T_{ϵ}, T_{δ} .

Значение p_n можно принимать по таблицам термодинамических свойств водяного пара, а можно воспользоваться аналитической формулой, при температурах до 100°C дающую не более чем 2% погрешность:

$$p_n = p_0 \exp\left(\frac{r(T - T_0)}{RTT_0}\right);$$

с учетом принятых обозначений:

$$p_{\epsilon} = p_0 \exp\left(\frac{r(T_{\epsilon} - T_0)}{RT_{\epsilon}T_0}\right); p_{\delta} = p_0 \exp\left(\frac{r(T_{\delta} - T_0)}{RT_{\delta}T_0}\right) \quad (7)$$

где $R = 460 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}^{\circ}\text{град}}$ - газовая постоянная водяного пара, $T_0 = 100^{\circ}\text{C}$ - температура кипения (насыщения) воды.

Выражения (4-7) образуют систему, позволяющую вычислить значения требуемой полезной мощности печи и расхода воздуха вентиляции при заданной относительной влажности и температуре воздуха в парной и соответствующей температуре окружающего воздуха и его влажности.

В качестве примера расчета примем парилку $V_{\epsilon} = 18 \text{ м}^3$ с удельной тепловой характеристикой $K_y = 0,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \text{град}}$ (предельные заявленные параметры). Расчеты выполним для двух состояний атмосферы: «летний» режим - $T_{\epsilon} = 20^{\circ}\text{C}, \varphi_{\epsilon} = 0,6$ и «зимний» - $T_{\epsilon} = -20^{\circ}\text{C}, \varphi_{\epsilon} = 0,6$. В диапазоне температур $40...80^{\circ}\text{C}$ температуры в парной, зададим три значения относительной влажности: $\varphi_{\delta} = 0,4; 0,5; 0,6$.

Результаты представлены на рис.1,а,б и рис.2,а,б. На всех рисунках – ряд1 $\varphi_{\delta} = 0,4$, ряд2 $\varphi_{\delta} = 0,5$, ряд3 $\varphi_{\delta} = 0,6$. Значения полезной мощности печи ограничены номинальным ее значением, расход вентиляционного воздуха примерно пятикратным его оборотом в час на объем парилки (на практике, обычно 2-3 оборота). Для удобства восприятия расход воздуха пересчитан на объемный.

Основные выводы, следующие из анализа приведенных диаграмм:

При использовании печи **«Скоропарка»**, в широком диапазоне температур вентиляционного воздуха, возможно получение устойчивых режимов с температурой более 50оС в диапазоне относительной влажности 50% и выше. В указанных режимах, при практически постоянном значении полезной мощности, регулировка требуемых кондиций легко достигается незначительным регулированием вентиляционных потоков. Вообще, данные режимы «автоматически» формируются как абсолютно устойчивые, начиная с температуры порядка 60оС, при температуре около 80оС, практически «сливаясь» в одну точку. **Так называемый режим «60*60» для данной печи является основным**, входящим в указанный интервал.

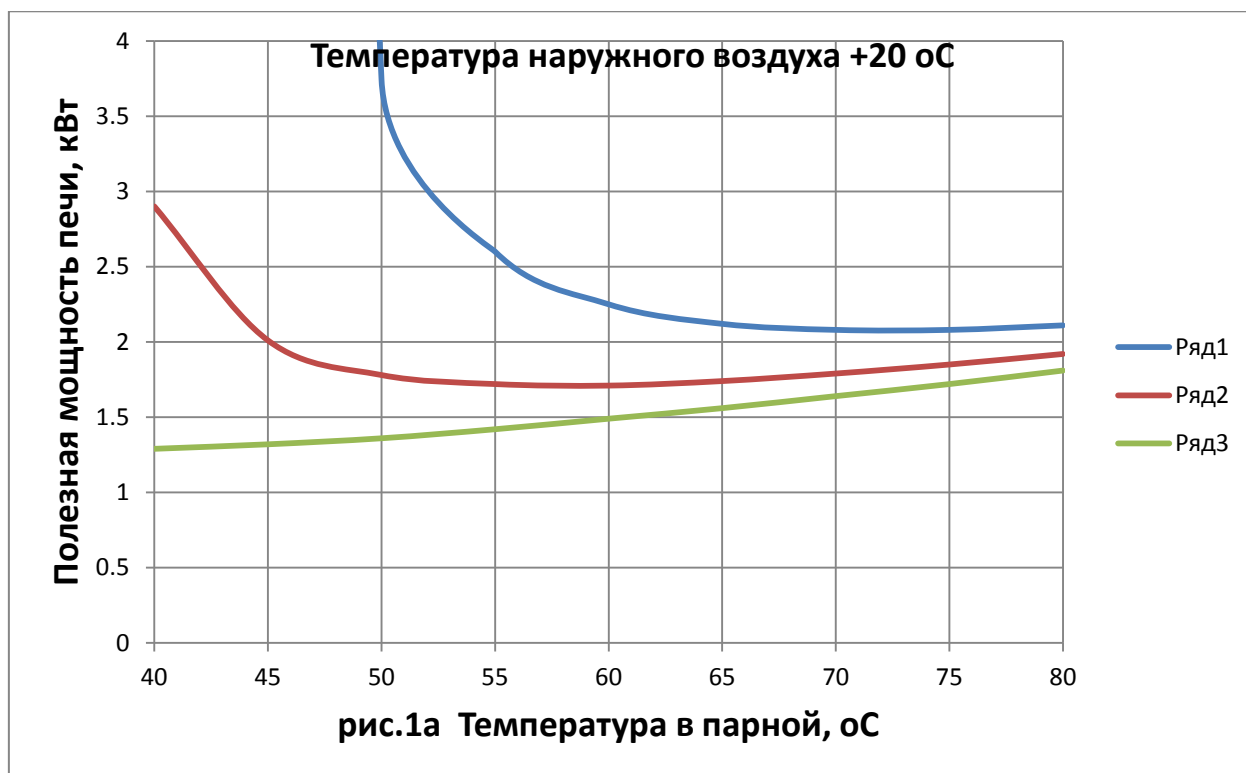
Все вышесказанное объясняется соответствующим образом подобранной структурой полезной мощности – **50*50 – половина на парообразование, половина на нагрев парилки, именно правильно подобранная структура, обоснованная аналитически и экспериментально, позволила получить желаемый результат.** Заметим, перегрев пара (на который приходится всего порядка 5% мощности) необходим, прежде всего, для получения ненасыщенной паровоздушной смеси в парилке, способной адсорбировать конденсат и тем самым обеспечивать сушку парной по окончании банных процедур.

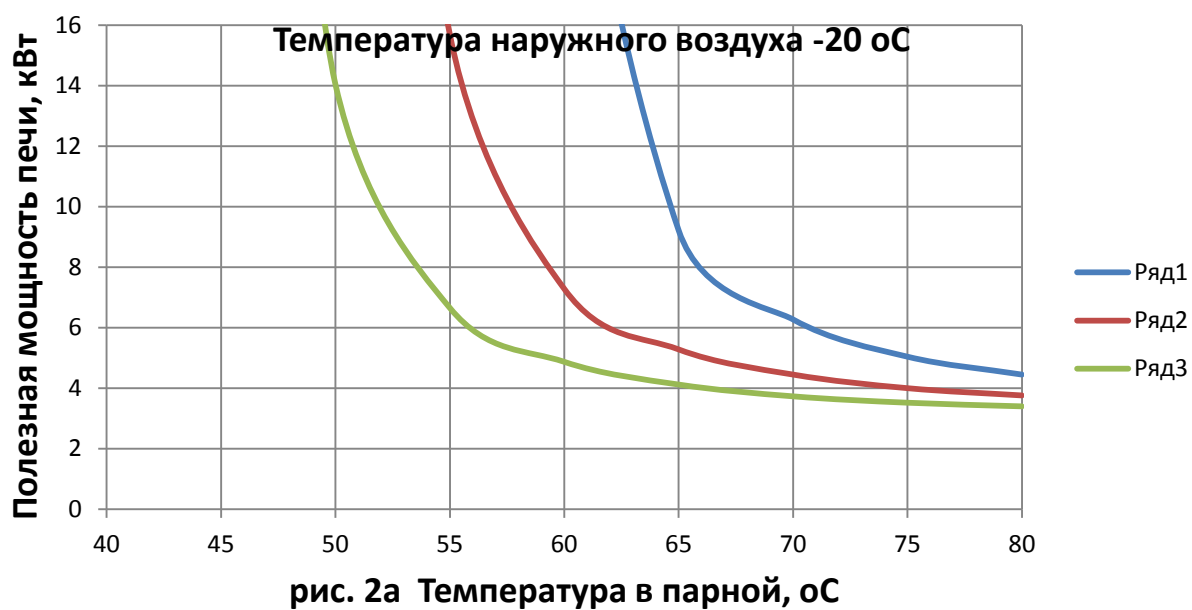
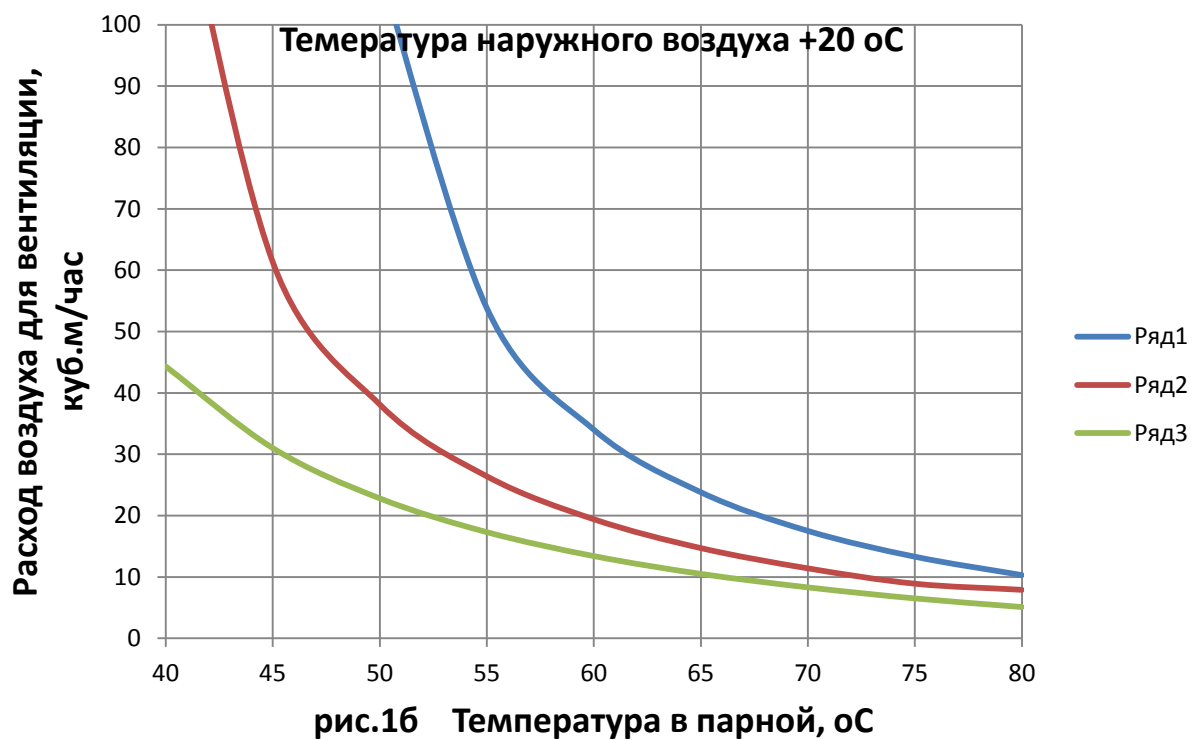
В этой связи, левые части диаграмм на рис.1,2, представляют в большей степени теоретический интерес: при большой производительности вентиляции и увеличенной мощности печи можно создать режимы малой влажности (30..40%, и даже ниже) при температуре до 40оС. Очевидно, что теплотери с вентиляцией в этом случае непомерно высоки, режимы неустойчивые, рекомендовать их как рабочие не следует (только для сушки).

Безусловно, вышеприведенный анализ не учитывает множество факторов – прежде всего, неравномерность распределения параметров влажности и температуры по парильному помещению, изменения структуры полезной мощности печи и ряд других. Основная задача данного анализа – показать, что печь **«Скоропарка»** способна создавать режимы русской паровой бани путем применения лишь **двух регулировок – полезной мощности печи и вентиляции.**

В заключение отметим, что, хотя приведенные диаграммы носят иллюстративный характер, в первом приближении ими можно пользоваться для оценки возможности применения «Скоропарки» в конкретной парилке: так, очевидно требуемая мощность и потребность в вентиляции, согласно (4) и (5), прямо пропорциональны величине $K_y V_{\theta}$,

являющейся константой данного помещения. В приведенном примере $K_y V_{\theta} = 0,5 \cdot 18 = 9 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}$, т.е. мощность теплопотерь на один градус температурного напора. Оценив данный параметр, можно пересчитать значения на графиках (4) или (5) простой пропорцией.





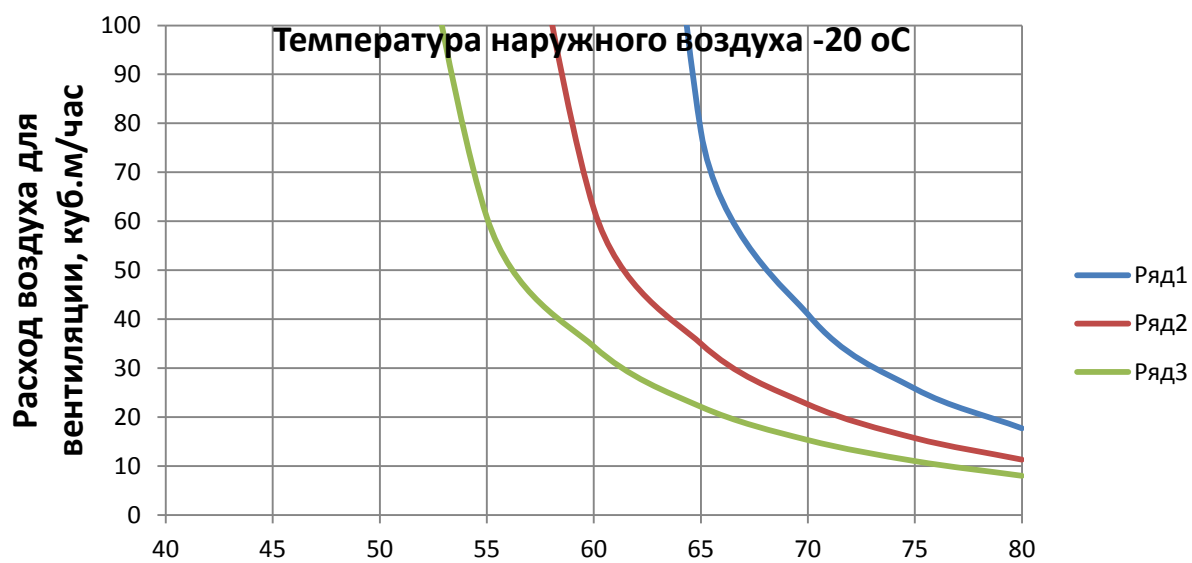


рис. 26 Температура в парной оС