Записки Ленинградского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LXV, вып. 1, 1973 г.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОРЕГУЛИРОВАНИЯ РУДНИЧНЫХ КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК

Л. П. Северин

Общая поверхность нагрева рудничной калориферной установки рассчитывается по максимальному требуемому от нее тепловыделению $Q_{т\,max}$ (*кдж/ч*), вычисляемому по абсолютному минимуму температуры $t_{абс\,mi}$ наружного воздуха для данной местности из выражения

$$Q_{т\,max} = G_{общ}\, c_р\, (t_{см} - t_{абс\,min}), \qquad (1)$$

где $G_{общ}$ — общее массовое количество воздуха, поступающего в подземные выработки для их проветривания, *кг/ч*; $c_р = 1{,}0$ *кдж/(кг · град)* — удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении; $t_{см} \geqslant 2°$ С — предписываемое правилами безопасности (ПБ) значение температуры смеси холодного (с температурой $t_{нар}$) и подогретого в калориферах (с температурой $t_{под}$) воздуха [1, § 183].

Расчетное значение $G_{общ}$, как показано в работе [2], можно полагать для данного рудника величиной постоянной

$$G_{общ} = Q_о\, \rho_о = \text{const}, \qquad (2)$$

где $Q_о$ — расчетный часовой объем вентиляционного воздуха, поступающего в рудник, *м³/ч*; $\rho_о = 1{,}2$ *кг/м³* — массовая плотность воздуха при температуре 15° С, давлении 760 *мм* рт. ст. и относительной влажности 60%, что отвечает стандартной рудничной атмосфере.

Положив, согласно требованию ПБ, минимальное значение температуры смешанного в устье ствола вентиляционного воздуха $t_{см} = 2°$ С, получим в правой части выражения (1) все расчетные величины заранее известными и поэтому вычисление $Q_{т\,max}$ не встречает затруднений. Для произвольного значения температуры холодного наружного воздуха $t_{нар}$, которое практически может изменяться в условиях рудничного воздухопровода от $t_{нар} = t_{см}$ до $t_{нар} = t_{абс\,min}$, выражение (1) можно представить уравнением

$$Q_т = G_{общ}\, c_р\, (t_{см} - t_{нар}), \qquad (3)$$

в правой части которого все величины, кроме $t_{нар}$, являются постоянными.

Вводя обозначения

$$G_{\text{общ}}\, c_p\, t_{\text{см}} = A;$$

$$G_{\text{общ}}\, c_p = B,$$

из выражения (3) получаем

$$Q_{\text{т}} = A - B\, t_{\text{нар}}. \tag{4}$$

В координатных осях $t_{\text{нар}} - Q_{\text{т}}$ эта зависимость представляет собой наклонную прямую линию, не проходящую через начало координат (при $t_{\text{нар}} = 0$ функция $Q_{\text{т}} = A$), как показано на рис. 1. Исходные данные ($G_{\text{общ}} = 624\,000$ *кг/ч*, $t_{\text{см}} = 2°$ С, $t_{\text{нар}} = t_{\text{абс min}} = -36°$ С) отвечают условиям подогрева рудничного воздуха для одной из угольных шахт Донбасса; согласно формулам (1) и (3) имеем $Q_{\text{т}} = Q_{\text{т max}} \approx 23{,}7$ млн. *кдж/ч* $\approx$ $\approx 5{,}6$ млн. *ккал/ч*.

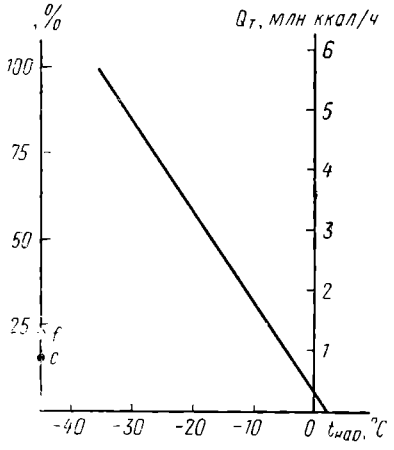


Рис. Зависимость $Q_{\text{т}} = f(t_{\text{нар}})$.

Уместно отметить, что средняя температура наружного воздуха $t_{\text{нар. ср}}$ за весь отопительный сезон работы рудничной калориферной установки существенно выше абсолютного минимума, в связи с чем использование расчетной теплопроизводительности в течение отопительного периода получается весьма низким. В частности, для условий Донбасса $t_{\text{нар. ср}} = -3{,}6°$ С, чему отвечает расход тепла, необходимый для нужд рудничного воздухоподогрева, $Q_{\text{т. ср}} \approx 3{,}5$ млн. *кдж/ч*, т. е. меньше 15% от максимальной расчетной теплопроизводительности рудничных калориферов, необходимой для условий рассматриваемой шахты (см. рис. 1, точка *с*). Даже в самый холодный месяц (январь) в условиях Донбасса средняя температура наружного воздуха $t_{\text{с. х. ср}} = -7{,}0°$ С, вследствие чего средний расход тепла для рудничного воздухоподогрева в наиболее суровый период не будет превышать 25% от полной теплопроизводительности калориферов (см. рис. 1, точка *t*). Аналогичное положение с использованием теплопроизводительности калориферных установок имеет место и в других горнодобывающих районах Советского Союза, например в Подмосковном бассейне, Кузбассе и др. Само собой разумеется, что по мере снижения морозов температура смешанного воздуха $t_{\text{см}}$ при отсутствии регулирования работы калориферных установок автоматически повышается, что вызывает непроизводительное расходование тепла. Во избежание этого величину выбранной общей поверхности нагрева калориферов $F_{\text{общ}}$ нужно изменять в сторону уменьшения до значения F, для которого

$$Q_{\text{т}} = F\, k\, \Delta t_{\text{ср}}, \tag{5}$$

где k — коэффициент теплопередачи принятых калориферов; $\Delta t_{\text{ср}}$ — разность средних температур теплоносителя, питающего калориферы, и воздуха, нагреваемого в калориферах.

Для паровых пластинчатых калориферов названные здесь величины можно выразить следующими зависимостями:

$$k = a\,(v\rho)^q = a\left(\frac{G_{\text{под}}}{3600f}\right)^q \text{ кдж/(м}^2 \text{ ч град)}; \tag{6}$$

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{п}} - \frac{t_{\text{под}} + t_{\text{нар}}}{2}, \text{ град}, \tag{7}$$

где a и q — эмпирические константы, известные для каждого типа калориферов, практически не зависящие от способа расположения отдельных моделей калориферов в установке; $(v\rho)$ — средняя величина массовой скорости воздуха в живом сечении калориферов, $кг/(м^2 \cdot сек)$; f — площадь живого сечения калориферов, $м^2$; $G_{\text{под}}$ — массовое количество подогреваемого воздуха, $кг/ч$; $t_{\text{п}}$ — температура насыщенного водяного пара в калориферах, зависящая от его давления; $t_{\text{под}}$ — конечная температура воздуха, подогретого в калориферах.

С учетом значений (6) и (7) выражение (5) принимает вид

$$Q_{\text{т}} = Fa\left(\frac{G_{\text{под}}}{3600f}\right)^q \left(t_{\text{п}} - \frac{t_{\text{под}} + t_{\text{нар}}}{2}\right) \tag{8}$$

Неизвестными в правой части являются величины $G_{\text{под}}$ и $t_{\text{под}}$, по скольку значением $t_{\text{п}}$ можно задаться, следуя, например, методу, изложенному в работе [3]. Кроме того, есть возможность при известной компоновке калориферов задаться значениями F и f.

С другой стороны, на основании теплового баланса имеем

$$Q_{\text{т}} = G_{\text{под}}\, c_p\, (t_{\text{под}} - t_{\text{нар}}). \tag{9}$$

Совместное решение уравнений (9) и (3) дает зависимость, связывающую неизвестные величины $t_{\text{под}}$ и $G_{\text{под}}$,

$$t_{\text{под}} = \frac{G_{\text{общ}}}{G_{\text{под}}}\,(t_{\text{см}} - t_{\text{нар}}) + t_{\text{нар}}. \tag{10}$$

Совместное решение системы уравнений (8) и (10) относительно $G_{\text{под}}$ позволяет получить зависимость

$$G_{\text{под}} - M\,G_{\text{под}} \quad N = 0, \tag{11}$$

в которой

$$M = \frac{Q_{\text{т}}\,(3600f)^q}{Fa(t_{\text{п}} - t_{\text{нар}})} \tag{12}$$

$$N = \frac{Q_{\text{т}}}{2c_p\,(t_{\text{п}} \quad t_{\text{нар}})} \tag{13}$$

Рассмотрение уравнения (11) позволяет заключить, что оно решается методом последовательных приближений. В практических расчетах достаточно найти величину $G_{\text{под}}$, тогда значение $t_{\text{под}}$ можно вычислить по формуле (9), после чего из выражения (10) можно установить фактическое значение $t_{\text{см}}$. Необходимое число калориферов, включаемых в работу при повышении температуры наружного воздуха от расчетной величины абсолютного минимума $t_{\text{абс min}}$ до текущего значения $t_{\text{нар}}$, можно подсчитать из соотношения

$$i = i_{\text{общ}}\,\frac{t_{\text{см}} - t_{\text{нар}}}{t_{\text{см}} - t_{\text{абс mi}}}, \tag{14}$$

где $i_{общ}$ — общее количество калориферов в установке.

Воспользуемся выведенными выше формулами для решения практического примера применительно к условиям графика на рис. 1.

Пример. Имеется безвентиляторная рудничная калориферная установка, рассчитанная для параметров: $G_{общ}=624\,000$ *кг/ч*, $t_{абс\ min}=-36°$ С, $t_{под.расч}=t_{см}=2°$ С, $t_{п}=102°$ С. Установка состоит из $i_{общ}=38$ калориферов модели КФС-11, расположенных в один ряд, $F_{общ}=F_{к}i_{общ}=54{,}6\cdot 38=2074{,}8$ *м*^{2}, $f_{общ}=f_{к}\,i_{общ}=0{,}638\cdot 38=24{,}244$ *м*^{2},

$$(v\rho)=\frac{G_{общ}}{3600\,f_{общ}}=\frac{624\,000}{3600\cdot 24{,}244}=7{,}14\ кг/(м^2\cdot сек).$$

Определить параметры регулирования при $t_{нар}=-30°$ С.

Решение. При $t_{нар}=-30°$ С по формуле (3) получаем $Q_{т}=624\cdot 10^3\cdot 1{,}0(2+30)\approx 20$ млн. *кдж/ч*. По формулам (12) и (13), полагая $c_{р}=1{,}0$ *кдж/(кг·град)*, $q=0{,}42$, $a=41{,}868$, находим

$$M=0{,}74\,\frac{20\ \ 10^6\ \ 20{,}416^{0{,}42}}{1747{,}2\,(102+30)}=227;$$

$$N=\frac{20\ \ 10^6}{2\,(102+30)}=7{,}6\ \ 10^4.$$

Уравнение (11) при полученных величинах имеет вид

$$G_{под}-227\,G_{под}^{0{,}58}-7{,}6\ \ 10^4=0,$$

откуда $G_{под}=570\cdot 10^3$ *кг/ч*.

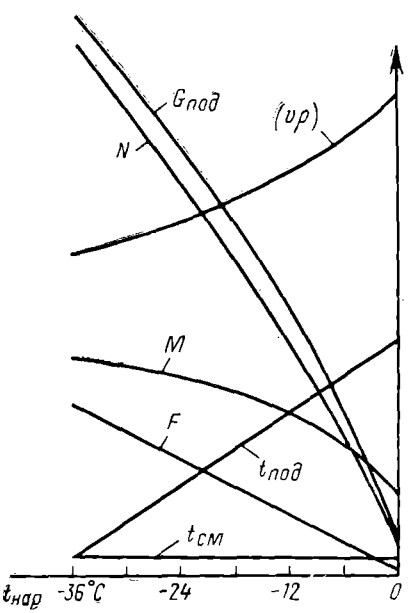


Рис. 2. Зависимость параметров регулирования от наружной температуры.

Из формул (9) и (10) получаем

$$t_{под}=\frac{20\ \ 10^6}{570\ \ 10^3\cdot 1{,}0}-30=5°\text{ С};$$

$$t_{см}=\frac{570\ \ 10^3}{624\ \ 10^3}\,(5+30)-30=2°\text{ С}.$$

Согласно формуле (14), количество работающих калориферов

$$i=38\,\frac{2+30}{2+36}=32,$$

необходимая поверхность нагрева и живое сечение калориферов

$$F=54{,}6\ \ 32=1747{,}2\ м^2;$$

$$f=0{,}638\ \ 32=20{,}416\ м^2.$$

Для диапазона наружных температур $-36\div 0°$ С результаты аналогичных расчетов показаны на рис. 2.

Анализ полученных величин позволяет заключить, что такими ос-

новными параметрами рудничного воздухоподогрева, как $G_{под}$, $t_{под}$ и $(v\rho)$, необходимо во избежание перерасхода тепла за отопительный период существенно варьировать при неизменных значениях $t_{см}$ и $t_{п}$. Это по-новому ставит вопрос о вычислении «экономически выгодной» или «наивыгоднейшей» массовой скорости воздуха в живом сечении калориферов, величину которой в существующих методах подбора калориферов для шахтных и рудничных установок полагают $(v\rho)_{эк} = \text{const}$ [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. М., Недра, 1964.
2. Северин Л. П. Об исходных данных для расчета рудничных калориферных установок. Зап. ЛГИ, 1952, т. 36, вып. 1
3. Северин Л. П. О выборе и компоновке калориферов для подогрева рудничного воздуха. Зап. ЛГИ, 1965, т. 50, вып. 1.
4. Шемаханов М. М. Отепление шахтных стволов. Госгортехиздат, 1960.