

2. Простов, С. М. Комплексный контроль качества укрепления неустойчивых грунтов инъекционными растворами / С. М. Простов, О. В. Герасимов, М. В. Гуцал // Вестник ТГАСУ. – 2003. – №1. – С. 231–237.

3. Простов, С. М. Комплексный геоконтроль процессов инъекционного укрепления влагонасыщенных грунтов/ С. М. Простов, О. В. Герасимов, Е. А. Мальцев // Вестник КузГТУ. – 2003. – №3. – С. 17–20.

4. Простов, С. М. Электрофизический контроль при нагнетании цементного раствора в неустойчивые грунты / С. М. Простов, М. В. Гуцал, О. В. Герасимов // Труды Междунар. геотехнического симпозиума "Фундаментостроение в сложных инженерно–геологических условиях". – С-П, 2003. – С. 208–211.

□ Авторы статьи:

Герасимов
Олег Васильевич
– заместитель директора по
науке ОАО "НОЦЕНТР-Д"

Простов
Сергей Михайлович
– докт.техн.наук, проф.каф. теорети-
ческой и геотехнической механики

Пахомов
Дмитрий Юрьевич
– студент гр. ФП-001

УДК 532.529.5

Д.Ю. Палеев, В.В. Вашилов

ИЗМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ПОТОКА В ГОРНЫХ ВЫРАБОТКАХ ПОД ВЛИЯНИЕМ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРА

Искусственная тяга, создаваемая вентиляторами главного проветривания, всегда накладывается на естественную тягу воздуха, возникающую за счёт изменения физических параметров воздуха при прохождении его через сеть горных выработок. Вектор естественной тяги может как совпадать с направлением движения вентиляционной струи, так и быть противоположно направленным, препятствуя работе вентиляторов. Расчёт результирующей тяги осуществляется различными аналитическими и численными методами, в основе которых лежит использование осреднённых характеристик вентиляционного потока [1, 2]. Так, де-прессия естественной тяги обычно определяется как разность аэростатических давлений воздуха в воздухоподающем и воздуховыдающем стволах. Такие расчёты легко проверяются

практическими замерами в ходе депрессионных съёмок, а их точность удовлетворяет в большинстве случаев инженерные службы шахты. Однако методы, основанные на упрощающих положениях, не всегда позволяют выявить и правильно описать физические процессы, происходящие при движении воздуха в пределах отдельной выработки. Более точными являются методы, основанные на численном решении дифференциальных уравнений газовой динамики.

Рассмотрим случай, когда два шахтных ствола одинаковой глубины 1000 м сбиты между собой горизонтальной выработкой 4 длиной 3000 м (рис. 1). Площадь поперечного сечения выработок 16 м², аэродинамическое сопротивление - 0,0098 кп. Верхняя часть ствола 2 изолирована от атмосферы. Канал 1 длиной 10 м с установленным в нём вентилятором имеет аэродинамическое сопротивление 0,0976 кп. Вентилятор работает на нагнетание с производительностью 3360 м³/мин. Атмосферное давление в устье ствола 5 равно 0,101 МПа. Предполагается, что при неработающем вентиляторе температура воздуха и стенок выработок одинакова и естественная тяга шахты равна нулю.

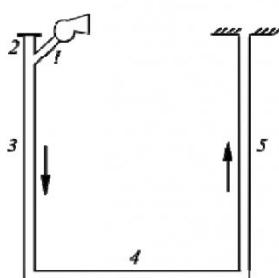


Рис. 1. Схема к расчёту

Для расчёта вентиляционной сети, изображённой на рис. 1, воспользуемся следующими газодинамическими уравнениями, в которых учитывается тепловое расширение потока, влияние аэростатического давления, трение и конвективный теплообмен газа со стенками:

$$\frac{\partial \rho s}{\partial t} + \frac{\partial \rho s u}{\partial x} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho s u}{\partial t} + \frac{\partial \rho s u^2}{\partial x} + s \frac{\partial P}{\partial x} = \quad (2)$$

$$= -\Pi C_r \frac{\rho u^2}{2} - s \rho g \sin \alpha,$$

$$\frac{\partial \rho s}{\partial t} \left(c_v T + \frac{u^2}{2} \right) + \frac{\partial \rho s u}{\partial x} \left(c_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right) = \\ = \Pi \alpha_T (T - T_{CT}) - s \rho u g \sin \alpha, \quad (3)$$

$$P = \rho R T, \quad (4)$$

где ρ - плотность; u - скорость; P - давление; T - температура потока; T_{ct} - температура стенок выработок; α_T - коэффициент теплоотдачи; C_r - коэффициент трения потока о стенки; c_v - теплоёмкость потока при постоянном объёме; s , Π – сечение и периметр выработки; x - координата вдоль выработки; g – ускорение свободного падения; R – универсальная газовая постоянная; α – угол наклона выработки к горизонту; t – время.

Применим метод установления для расчёта стационарных режимов проветривания выработок, а для численного решения нестационарной системы одномерных уравнений (1)-(4) используем алгоритм распада разрыва С.К. Годунова [3].

Начальные условия:

$$\begin{aligned} \rho(x, 0) &= \rho_{\text{атм}}, \quad P(x, 0) = P_{\text{атм}}, \\ u(x, 0) &= 0, \quad T(x, 0) = T_{\text{атм}}, \end{aligned} \quad (5)$$

т.е. в выработках 1-5 поток считается неподвижным и имеет параметры атмосферного воздуха на поверхности.

Границные условия задаются следующим образом. На вентиляторе (при $x = 0$), если он работает на всасывание, задаётся величина скорости потока $u_{\text{вент}}$, которая берётся из расчёта аналогичной сети горных выработок по программе «Вентиляция» [1]. Если вентилятор работает на нагнетание, то дополнительно задаётся температура нагнетаемого воздуха.

$$u(0, t) = u_{\text{вент}}, \quad T(0, t) = T_{\text{вент}}. \quad (6)$$

На непроницаемой границе (при $x = x_2$) - верхней части воздухоподающего ствола 2, изолированном от атмосферы, ставится условие непротекания:

$$u(x_2, t) = 0, \quad \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=x_2} = 0. \quad (7)$$

На устье ствола 5 (при $x = L$), если вентилятор работает на нагнетание и поток свободно выходит в атмосферу, задаются

$$P(L, t) = P_{\text{атм}}, \quad \left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=L} = 0. \quad (8)$$

Если вентилятор работает на всасывание и поток поступает в устье ствола 5 из атмосферы, дополнительно задаётся его энтропия.

Попадая в шахту и двигаясь по горным выработкам, воздух изменяет свои основные физические параметры: температуру, состав и влажность. Причём температура оказывает наиболее сильное воздействие на состояние воздуха, а, следовательно, и на величину возникающей естественной тяги. Поэтому будем рассматривать только теплообменные процессы, возникающие при движении воздуха по вентиляционной сети, изображённой на рис. 1. Состав и влажность потока принимаются постоянными и их влияние на характеристики воздуха не рассматриваются. Будем также считать, что температура поступающего в шахту воздуха ($T_{\text{атм}}=288,3$ К) равна температуре стенок выработок, температура которых одинакова и не изменяется во времени, то есть $T(x, t)=T_{\text{атм}}$. Последнее допущение справедливо при значительной удельной теплопёмкости и очень большом коэффициенте теплопроводности стенок выработок.

Уравнения (1)-(4) позволяют учитывать изменение температуры воздуха за счёт его сжатия при опускании по выработкам 1, 3 и разрежения - при подъёме по стволу 5 (см. рис. 1). Изменяется температура венти-

ляционного потока может также и за счёт теплообмена со стенками выработок 1-5. Повышение температуры потока за счёт его трения о стенки выработок не учитывается. Оно компенсируется охлаждением потока при его расширении, вызванном понижением давления при движении потока по горным выработкам. Величины температурных изменений при этих процессах очень незначительны. Так, снижение температуры потока при его расширении за счёт понижения давления составляет всего 0,25 К при перепаде давления 0,1 МПа [2].

Нагнетательное проветривание. На рис. 2 показано распределение газодинамических параметров вентиляционного потока в выработках шахты, изображённой на рис. 1, при работе вентилятора на нагнетание. Давление в потоке показано без учёта веса атмосферного столба воздуха в устьях канала вентилятора 1 и ствола 5.

Видно, что в стволе 3 давление в потоке под воздействием линейно возрастающего аэростатического давления столба воздуха также линейно увеличивается с глубиной. Сжатие газа приводит к сокращению его объёма и уменьшению скорости движения. В результате воздух при движении вниз сжимается, а его плотность увеличивается. В вентиляционном канале воздух сжатый вентилятором и увеличивший свою температуру до 294 К быстро теряет её в результате теплообмена со стенками. В стволе 3 теплопотери в

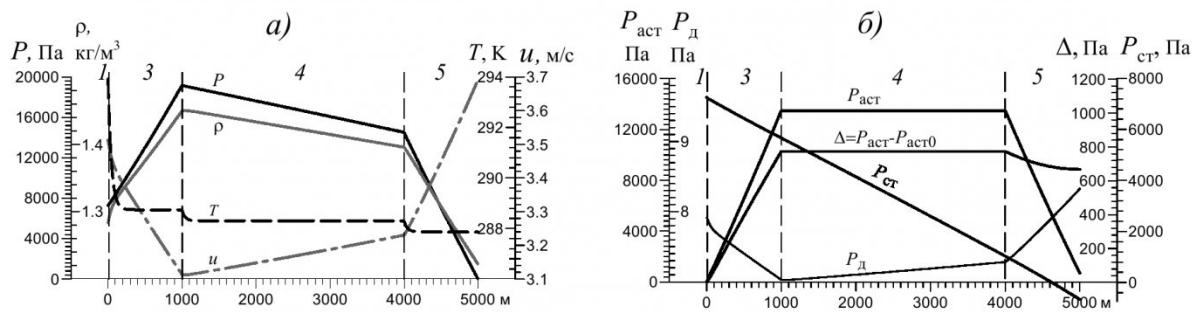


Рис. 2. Распределение газодинамических параметров вентиляционного потока в выработках 1, 3, 4, 5 при нагнетательном проветривании: а) P - давление; ρ - плотность; T - температура; u - скорость; б) $P_{\text{акт}}$ - аэростатическое давление; $P_{\text{ст}}=P-P_{\text{акт}}$ - статическое давление; $P_{\text{д}}$ - динамическое давление; $\Delta=P_{\text{акт}}-P_{\text{акт}0}$

стенки компенсируются разогревом потока под действием аэростатического давления, в результате чего температура потока практически не меняется.

В горизонтальной выработке 4 наблюдается быстрое охлаждение потока за счёт теплообмена со стенками и его температура выравнивается с температурой стенок (288,3 К). В этой выработке наблюдается расширение потока вследствие падения в нём давления за счёт работы сил трения и происходит линейное изменение всех параметров за исключением температуры.

При движении воздуха вверх по стволу 5 происходит снижение его давления по линейной зависимости за счёт работы сил трения и уменьшения аэростатического давления. С уменьшением давления плотность воздуха линейно уменьшается, воздух расширяется, и по линейной зависимости увеличивается скорость потока. Расширение воздуха сопровождается его охлаждением на 0,43 К ниже температуры стенок.

В [4] вычислен температурный градиент $\alpha = dt/dz = 0,0098$ град/м, показывающий на какую величину изменяется под воздействием аэростатического давления температура сухого воздуха при опускании (подъёме) его на 1 м при адиабатическом протекании процесса. В стволе глубиной 1000 м температура потока при отсутствии теплообмена с внешней средой должна увеличиться на величину $\Delta T = 9,8$ К. Однако в нашем случае, вследствие неадиабатического протекания процесса, этого не произошло (см. рис. 2.а). В канал 1 воздух попадает уже прогретым до температуры $T_1 = 294$ К вследствие сжатия его вентилятором. При движении вниз по каналу 1 и стволу 3 температура воздуха, из-за потери тепла на его стенках, быстро снижается до величины 288,52 К, которая затем стабилизируется вследствие прогрева

за счёт увеличения аэростатического давления. В результате, в большей части ствола температура воздуха превышает температуру стенок всего на $\Delta T_3 = 0,43$ К. В горизонтальной выработке 4, из-за теплопотерь в стенки, температура воздуха снизилась и сравнялась с температурой стенок. При движении потока вверх по стволу 5 снижение его температуры за счёт уменьшения аэростатического давления частично компенсируется прогревом со стороны стенок ствола. Поэтому температура в потоке снизилась на меньшую величину $\Delta T_5 = 0,43$ К. Причём, $\Delta T_5 = \Delta T_3$.

Давление в вентиляционном потоке формируется из аэростатического давления $P_{\text{аэс}}$ и полного давления, создаваемого вентилятором $P_{\text{в}}$, которое, в свою очередь, является суммой статического давления $P_{\text{ст}}$ и динамического $P_{\text{д}}$. Состав и состояние воздуха влияют на величину $P_{\text{аэс}}$, которое для ствола глубиной h определяется из известного соотношения [5] (вес атмосферного столба воздуха на уровне земной поверхности здесь и в последующем анализе не учитывается):

$$P_{\text{аэс}} = g \int_0^h \rho(x) dx. \quad (9)$$

Если проводить вычисление аэростатического давления в строгом соответствии с формулой (9), то при работающем вентиляторе оно будет отличаться от аэростатического давления неподвижного столба воздуха, так как плотность воздуха $\rho(x)$ в потоке при работающем на нагнетание вентиляторе изменяется и становится выше.

Учитывая, что изменение аэростатического давления в вентиляционной струе играет важную роль в формировании естественной тяги, рассмотрим изменение всех составляющих давления $P(x)$ в вентиляционном потоке. Вычтем из давления $P(x)$ аэростатическое дав-

ление $P_{\text{аэс}}(x)$ при работающем вентиляторе:

$$P_{\text{ст}}(x) = P(x) - g \int_0^x \rho(x) \sin \alpha dx, \quad (10)$$

где x – координата, отсчитываемая от точки установки вентилятора по ходу движения вентиляционной струи.

Из сравнения графиков $P_{\text{аэс}}(x)$ и $P_{\text{ст}}(x)$, представленных на рис. 2.б, видно, что с увеличением глубины вклад аэростатического давления в формирование полного давления потока быстро увеличивается и для рассматриваемой сети выработок на глубине 1000 м в стволе 3 аэростатическое давление приблизительно в 2,5 раза превышает давление $P_{\text{ст}}$, создаваемое нагнетательным вентилятором, а в стволе 5 на той же глубине – в 87 раз. Это объясняет сильное влияние естественной тяги на работу вентиляторов главного проветривания.

Изменение давления $P_{\text{ст}}(x)$, вычисленного по соотношению (10), показано на рис. 2.б). В канале вентилятора 1 это давление за счет трения потока о стенки выработок 1, 3, 4, 5 падает по линейной зависимости с 7259 до -666 Па на выходе из ствола 5, что ниже атмосферного.

Динамическая составляющая потока на рис. 2.б повторяет график изменения скорости, приведённый на рис. 2.а. Из-за подтормаживания потока $P_{\text{д}}(x)$ в стволе 3 уменьшается на 0,9 Па, а в стволе 5, из-за ускорения потока, увеличивается на 1,0 Па и на выходе из ствола составляет 8,32 Па.

Работа вентилятора главного проветривания изменяет физические параметры воздуха во всей вентиляционной сети шахты. Это приводит к изменению аэростатических давлений в вертикальных и наклонных выработках и к изменению естественной тяги, в которой появляется составляющая, обусловленная работой вентилятора [2].

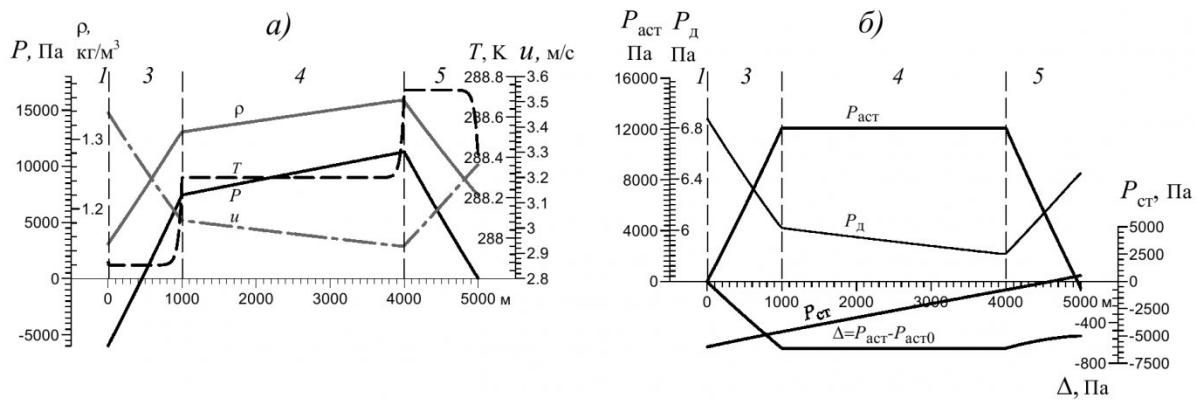


Рис. 3. Распределение газодинамических параметров вентиляционного потока в выработках 1, 3, 4, 5 при всасывающем проветривании: а) P - давление; ρ - плотность; T – температура; u – скорость; б) $P_{\text{акт}}$ – аэростатическое давление; $P_{\text{ст}}=P-P_{\text{акт}}$ – статическое давление; P_d – динамическое давление; $\Delta=P_{\text{акт}}-P_{\text{акт}0}$

На рис. 2.б показан характер изменения разности аэростатических давлений в вентиляционном потоке при работающем и неработающем вентиляторе $\Delta=P_{\text{акт}}-P_{\text{акт}0}$. Видно, что при работающем вентиляторе аэростатическое давление выше и его изменение нарастает по мере движения потока вниз по каналу 1 и стволу 3. В горизонтальной выработке 4 изменений не происходит, и только в воздуховыдающем стволе 5 наблюдаются небольшое уменьшение разности аэростатических давлений. Так, непосредственно за нагнетательным вентилятором $\Delta=0$, в нижней части воздухоподающего ствола 3 разность аэростатических давлений составляет 780 Па. На выходе из ствола 5 разность аэростатических давлений уменьшается до 666 Па, что компенсирует падение $P_{\text{ст}}$ ниже атмосферного. Учитывая, что при неработающем вентиляторе $P_{\text{акт}0}=0$ на поверхности, то равенство значений $P_{\text{ст}}$ и Δ на выходе из ствола 5 не случайно и следует из соотношения (10), в котором $P(x)=0$ при $x=1000$ м (рис. 2.а). В результате сумма двух составляющих статического давления потока $P_{\text{ст}}$ и $P_{\text{акт}}$ на выходе из ствола 5 равна нулю и с учётом веса атмосферного столба воздуха соответствует граничному условию (8).

Из графика $\Delta=P_{\text{акт}}-P_{\text{акт}0}$ на

рис. 2.а хорошо видно изменение аэростатических давлений в сети горных выработок при включении вентилятора главного проветривания, что говорит о возникновении, казалось бы, ощущимой естественной тяги. Однако работа естественной тяги при любом изменении состояния воздуха в выработках определяется как разность полной затраты энергии на перемещение воздуха по цепи горных выработок и работы, производимой при этом вентилятором [2]. Поэтому необходимо отделить действительную естественную тягу, вызванную изменением энергии за счёт теплообменных процессов потока со стенками выработок, от кажущейся естественной тяги, появляющейся в результате работы вентилятора, при которой происходит неодинаковое изменение плотности воздуха в воздухоподающем и воздуховыдающем стволах. В наших расчётах величина затраты энергии вентилятора на увеличение аэростатического давления из-за изменения плотности воздуха определяется величиной $\Delta=668$ Па на выходе из ствола 5, что составляет 8,9 % от депрессии вентилятора. Дополнительная естественная тяга, которая возникла в результате работы вентилятора, повлиявшей на изменение энергии в результате теплообмена воздуха с внешней средой (стенками выработок),

определяется разностью между значениями Δ в нижней части ствола 3 и на выходе из ствола 5, которая составляет 105 Па (см. рис. 2.б). Вычисленное значение составляет $\approx 2,0$ % от депрессии вентилятора, что согласуется с результатами работы [2], в которой показывается, что величина дополнительной естественной тяги, вызванной работой вентилятора, может составлять 2-4 % от депрессии шахты.

Всасывающее проветривание. На рис. 3 показано распределение газодинамических параметров вентиляционного потока при работе вентилятора на всасывание. Давление в потоке показано без учёта веса атмосферного столба воздуха. Видно, что рис. 3.а представляет собой во многом зеркальную копию рис. 2.а. Отличия следующие:

- величина скорости потока на выходе из шахты меньше на 0,23 м/с (6,23 %);
- давление $P(x)$ перед всасом вентилятора в канале 1 принимает отрицательное значение -6000 Па, т.е. меньше атмосферного;

- в стволе 5 на первых 100 м наблюдается незначительное увеличение температуры потока под действием аэростатического давления с 288,3 до 288,7 К, которая затем не изменяется из-за оттока тепла в стенки ствола 5.

На рис. 3.б представлены

графики давлений. При реверсивном режиме идет всас воздуха и график отражает уменьшение статического давления на протяжении каждой выработки. В канале вентилятора 1 величина P_{ct} принимает значение - 6000 Па. Положительное значение $P_{ct} = 600$ Па на входе в ствол 5 компенсируется такой же величиной отрицательного давления P_{act} . Динамическое давление P_{dyn} изменяется на величину 1,06 Па. Однако в предыдущем расчете оно изменялось в диапазоне 7,0–8,32 Па, в текущем – в диапазоне 5,8–6,86 Па. Это объясняется уменьшением скорости потока и его плотности во всасывающем режиме проветривания, которое характеризуется общим уменьшение давления в потоке. По этой же причине аэростатическое давление при всасывающем проветривании становится меньше аэростатического давления при остановленном вентиляторе, т.е. $\Delta = P_{act} - P_{act0} < 0$. (см. рис. 3.б). Как и при нагнетательном провет-

ривании затраты энергии вентилятора на увеличение аэростатического давления вследствие изменения плотности воздуха определяются величиной $\Delta = -540$ Па на входе в ствол 5, что составляет 9 % от депрессии вентилятора. Дополнительная естественная тяга, которая возникла в результате работы вентилятора, определяется разностью между значениями Δ в нижней части ствола 3 и на входе в ствол 5, которая составляет 108 Па (рис. 3.б). Как и в предыдущем случае, вычисленное значение составляет $\approx 2,0$ % от депрессии вентилятора.

Следует заметить, что вычисление естественной тяги в выработках по значениям измеренных температур вентиляционной струи с помощью эксплуатируемых на шахтах компьютерных программ может привести к ошибочным результатам. Действительно, из распределения температур в стволях 1-3 и 5 на рис. 2.а и 3.а следует, что температура вентиля-

ционного потока в воздухоподающем стволе всегда выше, чем в воздуховыдающем. Поскольку в основе математических моделей всех эксплуатируемых на угольных шахтах программах вентиляции лежат 1-й и 2-й законы Кирхгофа, записанные через объемные расходы воздуха, физические параметры которого не изменяются, а аэростатическое давление не учитывается, то, рассчитывая величину естественной тяги по температурам, легко совершив ошибку как по величине этой тяги, так и по её направлению. Расчёты покажут, что столб воздуха в воздуховыдающем стволе тяжелее, чем в воздухоподающем, и направление естественной тяги будет противоположным вычисленному по математической модели (1)-(8), корректно учитывающей изменение физических параметров воздуха при его движении по горным выработкам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Палеев Д.Ю., Лукашов О.Ю., Григорьева Н.В. Рудничная аэрология, версия 1.0 (Вентиляция, версия 1,0) // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2003612542. Реестр программ для ЭВМ. - М. 21.11.2003 г.
2. Медведев Б.И., Гуцин А.М., Лобов В.Л. Естественная тяга глубоких шахт. - М.: Недра, 1985. - 77 с. Численное решение многомерных задач газовой динамики / С.К. Годунов, А.В. Забродин, М.Я. Иванов и др. - М.: Наука, 1976. - 400 с.
3. Воронаев А.Ф. Теория теплообмена рудничного воздуха и горных пород в глубоких шахтах. - М.: Недра, 1966. - 250 с.
4. Ушаков К.З., Бурчаков А.С., Медведев И.И. Рудничная аэрология. – М.: Недра, 1971. – 440 с.

□ Авторы статьи:

Палеев
Дмитрий Юрьевич
-докт. техн. наук, вед. научн. сотр. Ин-
ститута угля и углехимии СО РАН

Ващилов
Валерий Валерьевич
- аспирант Института угля
и углехимии СО РАН