

Модель турбокомпрессора с контактной системой охлаждения. На основе приведенного выше описания термогазодинамических процессов в проточной части и всасывающем тракте турбокомпрессора, разработан алгоритм математической модели шестиступенчатого шахтного турбокомпрессора. Алгоритм (рис. 1) включает расчеты всасывающего тракта, шести ступней турбокомпрессора, а также промежуточных воздухоохлаждателей. Моделируются характеристики турбокомпрессора при нормальных зазорах в уплотнениях, при этом, протечки через уплотнения составляют не более 2 % объемной подачи турбокомпрессора и учитываются при помощи коэффициентов ζ , ζ_n , K_s .

Адаптация модели на соответствие заводской характеристике проведена, при нормальных начальных условиях и состоянии промежуточных воздухоохлаждателей ($p_{n1}=0,98 \cdot 10^5$ Па, $T_{n1}=293$ К, $\eta_{s1}=\eta_{s2}=0,977$), посекционно при помощи коэффициентов ζ, ζ_n, K_s , и параметра V_s . Для упрощения принято допущение о равенстве одноименных коэффициентов для ступеней одной секции. Это возможно благодаря близости геометрических параметров данных ступеней. Объемная производительность варьируется в пределах 5-10 м³/с с шагом 0,25 м³/с.

Алгоритм модели контактного аппарата адаптирован для использования в качестве алгоритма подпрограммы и включен в алгоритм модели шахтного турбокомпрессора (см. рис. 1).

Выводы и направления дальнейших исследований. Таким образом, разработана модель термогазодинамических процессов многоступенчатого турбокомпрессора с контактной системой охлаждения. В дальнейшем планируется проведение экспериментов по определению рациональных параметров контактной системы охлаждения турбокомпрессора.

Список литературы

1. Замыцкий О.В. Компьютерное моделирование режимов многоступенчатых турбокомпрессоров // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГГУ, 2001. - № 11. - С. 58-59.
2. Замыцкий О.В. Моделирование характеристик центробежных турбомашин // Сб. научн. тр. Национальной горной академии Украины. - Т. 3.-Дніпропетровськ: Навчальна книга, 2002. - № 13. - С.33-36.
3. Замыцкий О.В. О гидродинамической устойчивости газожидкостной системы в контактных воздухоохлаждателях турбокомпрессора // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГГУ, 2003. - №6. - С.43-45.
4. Замыцкий О.В. Тепломассообмен в контактных воздухоохлаждателях турбокомпрессора // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГГУ, 2004. - №9. - С.327-330.
5. Замыцкий О.В. Выбор параметров контактных воздухоохлаждателей рудничных турбокомпрессоров // Вісник Криворізького технічного університету. - Вип. 6. -Кривий Ріг: КТУ, 2005. - С.85-88.
6. Замыцкий О.В., Литовко Б.М. Контактное охлаждение сжатого воздуха в турбокомпрессорах // Вісник Криворізького технічного університету. - Вип. 10. - Кривий Ріг: КТУ, 2005. - С.45-49.
7. Трегубов В.А., Замыцкий О.В., Литовко Б.М. Обоснование применения и выбор конструктивных параметров контактных воздухоохлаждателей шахтных турбокомпрессоров // Разраб. рудн. месторожд. - Вып. 90. - Кривой Рог: КТУ, 2006. - С.145-149.

Рукопис подано до редакції 29.03.12

УДК 422.458

О.Є. ЛАПШИН, д-р техн. наук, проф., В.А. КОНОВАЛЮК,
А.А. НЕМЧЕНКО, О.О. ЛАПШИН, кандидати техн. наук, доценти,
М.В. ХУДИК: асистент, ДВНЗ «Криворізький національний університет»

ПОЛПШЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ АСПІРАЦІЙНИХ УКРИТТІВ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ ВУЗЛІВ

Описані процеси пилоутворення при перевантаженні сипкого матеріалу, спосіб зменшення кількості аспіраційного повітря при одночасному зменшенні пиловиділення з-під аспіраційного укриття за рахунок рециркуляції повітря і часткового пилоподавлення в зоні дії форсунки.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. З аспіраційних укриттів перевантажувальних вузлів для підтримання в них негативного тиску (4-5 мм.вод.ст.) необхідно відсмоктувати значну кількість повітря (до 3 м³/с).

Разом з повітрям відсмоктується і велика кількість транспортуемого матеріалу, тому є доцільним зменшити кількість повітря при підтриманні в укритті необхідного розрідження.

Аналіз досліджень і публікацій. Питання зменшення кількості відсмоктуваного повітря за рахунок використання обводного каналу (байпаса) освітлене в літературі недостатньо повно, особливо з використанням в байпасі форсунок, що сприяє пилоподавленню в самому укритті.

Постановка завдання заключається у визначенні кількості повітря, яке повинно рециркулювати в байпасі за рахунок енергії крапель води, що викидаються з форсунки.

Викладення матеріалу та результати. Сутність пилоутворення при завантаженні стрічкового конвеєра заключається в тому, що процес вільного падіння матеріалу є прискореним, тому відстань між кусками постійно збільшується, а при досягненні поверхні стрічки сипка маса миттєво ущільнюється, витісняючи повітря з великою швидкістю, що і призводить до інтенсивного звірювання пилу (вибивання). Падаючий матеріал ежектує повітря, а в місці падіння відбувається його гальмування, що призводить до підвищення статичного тиску і запилене повітря виходить з-під укриття через всі нещільності. Для зменшення статичного тиску в укритті на 40-60 Па відносно атмосферного застосовується відсмоктування повітря через аспіраційну систему, об'єм якого має значну величину. Для зменшення кількості відсмоктуемого повітря між відсмоктуючим патрубком і верхньою частиною жолоба монтується повітропровід (байпас), в який ставиться побудник тяги, наприклад вентилятор чи водяна форсунка. При цьому постає задача рециркуляції якомога більшої кількості повітря, що дозволяє зменшувати відсмоктування кількості повітря в аспіраційну систему. Установка в байпасі форсунки дозволяє очищати повітря за рахунок зволоження пилових часток. При цьому постає задача встановити параметри трубопровода байпасу і кількості води, яку необхідно подавати через форсунку.

Опір, який створюють краплі води в струмені, залежить від багатьох факторів: швидкості руху повітря, густини і ступеню зрошення, дисперсності водяних крапель, величини їх кінетичної енергії, швидкості руху при вильоті із сопла (тобто тиску води перед форсунками, їх конструктивних особливостей), а також їх напрямку руху відносно руху повітря.

Як показали досліди, в зоні дії форсунок створюються зони рециркуляції повітря. Побудником цього явища є сама форсунка, яка виконує роль ежектора. В центрі факела повітря рухається в напрямі руху крапель, а на периферії в зворотному напрямі. За рахунок ежекційної дії форсунок спостерігалися швидкості руху повітря до 3-5 м/с. Структура руху струменів приведена на рис. 1.

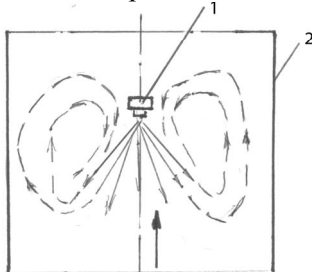


Рис. 1. Структура руху повітря в зоні дії форсунки: 1 - форсунка; 2 - ділянка труби

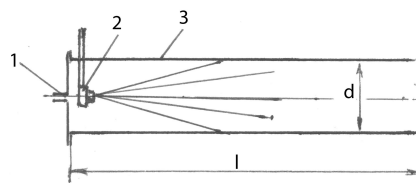


Рис. 2. Схема моделі для дослідження ежекційної дії форсунки: 1 - отвір для визначення розрідження, 2 - форсунка, 3 - труба, d - діаметр труби, l - довжина труби

Більш складна структура вихорів спостерігається, якщо одночасно працює декілька форсунок. При цьому кожна форсунка слугує джерелом опору або навпаки сприяє руху повітря в залежності від напрямку факела.

Ежекційна здатність форсунок вивчалася на моделі наведеній на рис. 2, яка представляла собою металеві труби довжиною 2,5 м, і діаметром 300, 400 і 600 мм.

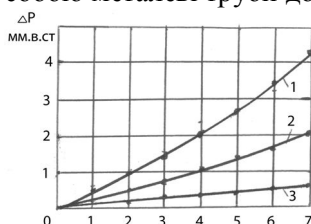


Рис. 3. Залежність ежекційної дії форсунки залежно від діаметра сопла форсунки, тиску води і діаметра труби: 1 - діаметр труби 300 мм; 2 - 400 мм; 3 - 600 мм

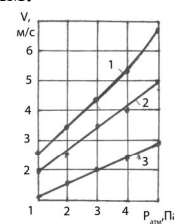


Рис. 4. Залежність швидкості руху повітря в трубах при діаметрі сопла форсунки 3 мм залежно від тиску води при діаметрі труби: 1 - 300 мм; 2 - 400 мм; 3 - 500 мм

Один бік труби герметично закривався кришкою в центрі якої закріплювалась форсунка і був отвір для вимірювання статичного тиску. У процесі досліджень змінювались діаметри сопел форсунок відповідно 2,3,4,5 мм і тиск води від однієї до 7 атн. Результати вимірів занесені в табл. 1.

Таблиця 1

Ежекційна дія водяної форсунки, розміщеної в трубі

Діаметр труби	Надлишковий тиск							
	Тиск, атн Форсунка, мм	1	2	3	4	5	6	7
300	2	0,4	0,6	1,0	1,4	1,8	2,4	2,8
	3	0,6	1,0	1,6	3,0	3,2	3,6	4,4
	4	0,7	1,4	2,4	3,4	4,6	5,6	-
	5	0,8	1,6	2,8	4,0	5,2	-	-
400	2	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,1	1,3
	3	0,2	0,4	0,7	1,1	1,5	1,7	2,1
	4	0,3	0,6	1,1	1,6	2,1	2,6	-
	5	0,3	0,8	1,2	1,8	2,5	-	-
600	2	-	-	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
	3	-	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
	4	-	0,2	0,3	0,4	0,6	0,7	-
	5	0,1	0,3	0,4	0,5	0,7	-	-

Надлишковий тиск, що створюється за рахунок ежекційної дії форсунки при діаметрах труб 300, 400 і 600 мм.

Із результатів вимірів явно видно, що зі зменшенням діаметра труби і збільшення діаметра сопла і тиску води перед форсункою, ежекційна її здатність збільшується. На рис. 3 наведено залежність величини надлишкового тиску при діаметрі сопла 3 мм від тиску води перед форсункою при діаметрі труб 300, 400 і 600 мм.

При діаметрі труби 600 мм ежекційна здатність форсунки від тиску води має практично лінійну залежність. Друга серія дослідів проводилась на тій же моделі, але при відкритому дні. В цьому разі вимірювався не надлишковий тиск, а швидкість руху повітря в трубах при їх діаметрах 300,400 і 600 мм, діаметрах сопел форсунок 2,3,4 мм і тиску води перед форсункою від 1 до 6 атн (рис. 4).

Результати досліджень зведені в табл. 2.

З даних вимірювання можна зробити висновки, що швидкість руху повітря при збільшенні тиску зростає практично по лінійній залежності, але чим більше діаметр тим меншою мірою.

Таблиця 2

Швидкість повітря, яка створюється за рахунок ежекційної дії форсунки

Діаметр труби, мм	Тиск, атм. Діаметр сопла форсунки, мм	Швидкість руху повітря					
		1	2	3	4	5	6
300	2	0,126	0,196	0,245	0,273	0,322	0,35
	3	0,175	0,238	0,300	0,357	0,455	-
	4	0,217	0,28	0,357	0,420	0,49	-
400	2	0,176	0,277	0,353	0,378	0,49	0,554
	3	0,229	0,302	0,454	0,491	0,592	-
	4	0,302	0,391	0,491	0,567	0,668	-
600	2	0,226	0,34	0,453	0,508	0,594	0,651
	3	0,311	0,425	0,566	0,620	0,731	-
	4	0,392	0,509	0,651	0,792	0,877	-

Установлено залежність витрат повітря в трубах діаметром 300, 400 і 600 мм при діаметрі сопла форсунки 3 мм залежно від тиску води, що представлено графічно на рис. 5. З графічної залежності можна зробити висновок, що необхідні витрати повітря можна досягати, перш за все, за рахунок зміни тиску води, а не діаметра трубопроводу, що не завжди зручно.

Бажано, щоб через байпас проходила така кількість повітря, яка ежекується при пересипанні матеріала, і, в свою чергу, повинна бути мінімальною. Для цього висота пересипання матеріалу повинна бути мінімальною, крім того, бажано щоб внутрішня сторона жолоба була похилою, з метою зменшення швидкості падіння матеріалу.

Добре себе зарекомендувала така схема перевантажувального вузла (рис. 6).

Задня частина жолоба робиться з металу товщиною не менше 10 мм і встановлюються під кутом 45° , а в самому низу кут нахилу приймається рівним $10-12^\circ$, а на самому кінці поперед жолоба вставляється в пази рейка легкого типу, наприклад, Р-23 чи Р-38. При повному спрацюванні одного боку підшви рейки вона повертається на 180° .

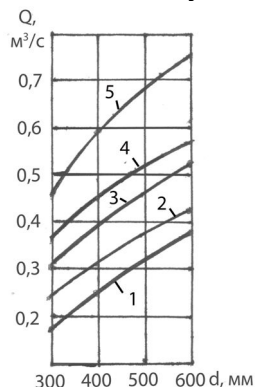


Рис. 5. Залежність витрат повітря для труб 300, 400 і 600 мм при діаметрі сопла форсунки 3 мм і тиску води: 1 - 1 атм; 2 - 2 атм; 3 - 3 атм; 4 - 4 атм; 5 - 5 атм

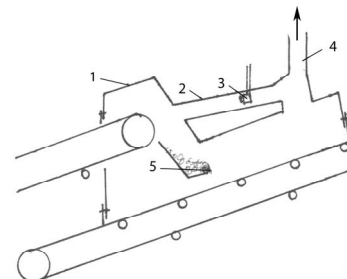


Рис. 6. Схема аспіраційного укріття перевантажувального вузла: 1 - аспіраційне укріття; 2 - байпас; 3 - форсунка; 4 - аспіраційний трубопровід; 5 - сповільнювач падіння матеріалу

Середню швидкість падіння матеріалу в жолобі може бути визначено із залежності

$$V = \sqrt{2h} .$$

де h - висота падіння матеріалу, м.

Середня швидкість в жолобі буде дорівнювати

$$V_{сер} = \sqrt{gh} .$$

Якщо приймати висоту перепаду 2 м, то середня швидкість падіння матеріалу буде дорівнювати, м/с

$$V_{сер} = \sqrt{9,81 \cdot 2} = 4,43 .$$

Радіальне прискорення матеріалу, який набігає на привідний барабан, дорівнює

$$a_p = V_2^2 / 2 .$$

При максимальній лінійній швидкості стрічки 3 м/с і діаметрі барабана 2 м радіальне прискорення буде дорівнювати $a_p=9$ м/с², тобто менше прискорення сили земного тяжіння (9,81 м/с²). В такому разі матеріал в напрямі перпендикулярному напрямку руху залишається в щільній масі, тому товщину жолоба слід приймати на 10 % більше максимальної товщини матеріалу на стрічці a , а ширину жолоба при максимальній ширині матеріалу на приводному барабані b .

Отже, мінімальна площа поперечного перерізу жолоба буде складатися $a \cdot b$, м², а площа для підсмоктування повітря буде дорівнювати, м²

$$S_{пов} = S_{жс} - S_m ,$$

де S_m - площа перерізу матеріалу.

Помноживши середню швидкість повітря на його площу перерізу отримаємо необхідні витрати повітря

$$Q_{\delta} = V_{сер} \cdot V_{пов} .$$

Висновки. Встановлено залежності ежектуючої дії форсунки залежності від тиску води, діаметра сопла форсунки і діаметра байпаса.

Розроблено методику розрахунку байпаса перевантажувального вузла залежно від висоти перевантаження, площі поперечного перерізу жолоба і кількості матеріалу.

Список літератури

1. Янов А.П., Гагауз Ф.Г., Ошмянский И.Б Борьба с пылью и вредными газами в железорудных шахтах // М.: Недра, 1984. – 228 с.

Рукопис подано до редакції 13.02.12