

УДК 621.982

## АЭРОДИНАМИКА РОТОРА ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ВСТРЕЧНОГО УДАРА

Ахлюстина Н.В., Zubov В.В.

Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, e-mail: gmf.tm@usmga.ru

Рассмотрено влияние воздушного потока на движение материала в роторе измельчителя встречного удара. Показан принцип работы измельчителя встречного удара и как происходит разрушение материала резанием и ударом при вращении двух роторов навстречу друг другу. Представлена гипотетическая картина разрушения частицы материала в роторе измельчителя встречного удара. Приводится графическое решение треугольника скоростей частицы материала шаровидной формы, находящейся между рядами зубьев ротора. Разработано и описано три сценария контакта частицы материала с элементами ротора. Целью исследования считается выявление возможностей оптимизации конструктивных параметров ротора. Показано, что обеспечение тонины помола возможно за счёт формирования аэродинамических характеристик концентрических рядов зубьев по аналогии с центробежными вентиляторами. Намечено направление дальнейшей работы.

**Ключевые слова:** ротор, встречный удар, измельчение, центробежный вентилятор, воздушный поток

## AERODYNAMICS OF THE ROTOR SHREDDER COUNTER

Akhlyustina N.V., Zubov V.V.

Ural state mining University, Yekaterinburg, e-mail: gmf.tm@usmga.ru

Influence of an air stream on material movement in a rotor of a grinder of counter blow is considered. The principle of work of a grinder of counter blow and as there is a material destruction by cutting and blow at rotation of two rotors towards each other is shown. The hypothetical picture of destruction of a particle of a material in a rotor a grinder of counter blow is presented. The graphic solution of a triangle of speeds of a particle of a material of the spherical form which is between ranks of teeth of a rotor is provided. Three scenarios of contact of a particle of a material with rotor elements are developed and described. The research objective is considered identification of opportunities of optimization of design data of a rotor. It is shown that providing tannins of a grinding probably due to formation of aerodynamic characteristics of concentric ranks of teeth by analogy to centrifugal fans. Planned to the direction of further work.

**Keywords:** rotor, a counter-attack, the fine grinding, centrifugal fan, air flow

В измельчителе встречного удара [1, 2] происходит разрушение материала резанием и ударом при вращении двух роторов навстречу друг другу. Частота вращения каждого обычно не ниже 3000 об/мин [3]. Ротор измельчителя имеет несколько рядов зубьев, расположенных концентрически. Каждый отдельно взятый ряд зубьев вместе с диском ротора можно уподобить рабочему колесу своеобразного центробежного вентилятора, в котором ударные элементы выступают как лопатки. Воздух входит в каналы между зубьями ряда со стороны внутреннего радиуса через загрузочную воронку и выходит из них на внешнем радиусе, получив окружную составляющую скорости в направлении вращения ряда. Затем воздух попадает в каналы следующего ряда, вращающегося в противоположную сторону. Измельчённый материал выносятся из зоны измельчения воздушным потоком. Алексеев В.В. указывает применительно к турбомашине, что «подкрутка» потока воздуха в направлении, противоположном направлению вращения её рабочего колеса, существенно повышает развиваемое давление [4]. Поэтому каждый ряд элементов не просто передаёт часть энергии воздушному потоку, но и создаёт условия для более эффективной передачи энергии следующим рядом. Поток воздуха оказывает существенное

влияние как на энергопотребление машины, так и на фракционный состав продукта.

**Цель данного исследования** заключается в выявлении возможностей оптимизации конструктивных параметров ротора с точки зрения аэродинамики центробежных вентиляторов [5]. Для достижения цели следует подробно рассмотреть работу ротора в качестве центробежной турбомашин.

Пусть ротор измельчителя встречного удара содержит три концентрических ряда ударных элементов. Элементы расположены в каждом ряду с определенным шагом; второй ряд размещен между первым и третьим; первый и третий ряды вращаются с угловой скоростью  $\omega_1$  по часовой стрелке, а второй – с угловой скоростью  $\omega_2$  против часовой стрелки. В дальнейшем ряд ударных элементов будет называться решеткой.

Воздух поступает по оси вращения ротора, поочередно проходит через решетки и выбрасывается в разгрузочную емкость. Таким образом, ротор представляет собой три (по числу решеток) последовательно включенных центробежных вентилятора. Их аэродинамические характеристики в виде графиков зависимостей статического давления  $p_{sv}$  от расхода  $Q$  показаны на рис. 1, а (кривые 1, 2, 3 – характеристики решеток 1, 2, 3 по рис. 1, б соответственно). Форма характеристики вентилятора зависит

от ряда факторов, которые здесь не рассматриваются, поэтому кривые 1–3 построены условно.

Диаметры окружностей, по которым расположены элементы в решетках 2 и 3, больше, чем в решетке 1. Кроме того, в отличие от решетки 1, воздух входит в них с под-

круткой в направлении, противоположном направлению вращения решетки. Данные факторы обуславливают при равных расходах более высокие давления, создаваемые решетками 2, 3, чем решеткой 1. Движение воздуха через каналы между ударными элементами иллюстрируется (рис. 1, б).

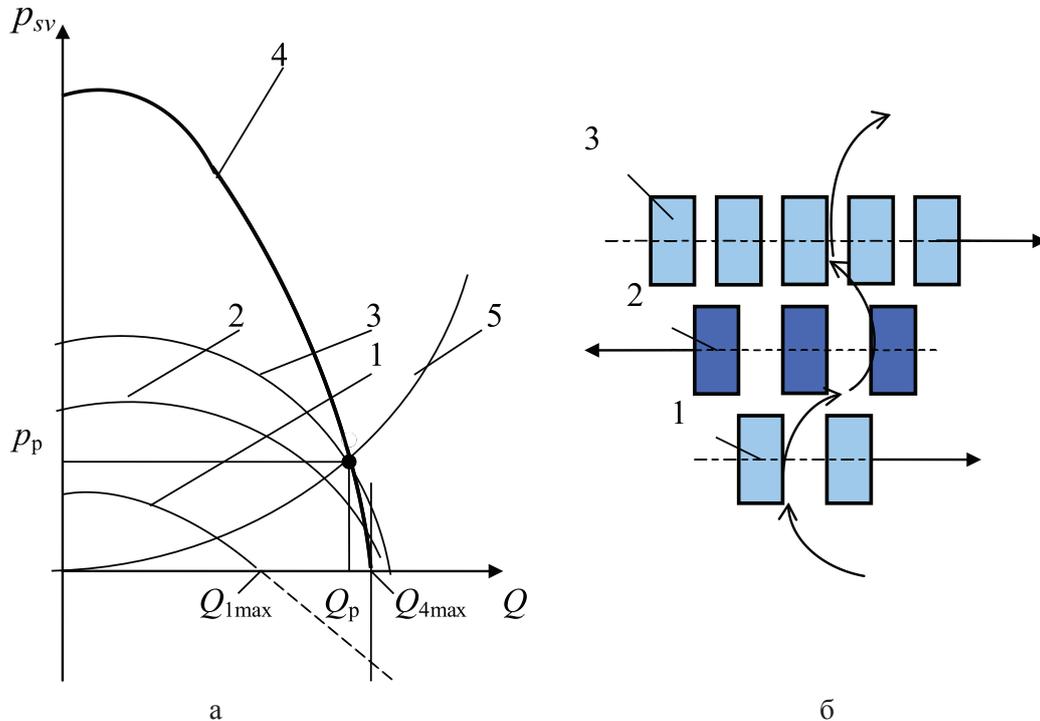


Рис. 1. Работа ротора измельчителя встречного удара в качестве центробежного вентилятора: а – сложение характеристик решеток; б – прохождение воздушного потока через решетки

Результат совместного действия решеток отражен кривой 4 (рис. 1, а), построенной по правилам сложения характеристик последовательно включенных вентиляторов. Другими словами, график 4 – характеристика всего ротора как центробежного вентилятора.

На рис. 1, а построен также график 5, представляющий собой характеристику вентиляционной сети, т.е. зависимость сопротивления сети от расхода. Считается [2], что она описывается уравнением

$$p_c = kQ^m, \quad (1)$$

где  $k$  – коэффициент сопротивления сети;  $m$  – показатель степени (обычно принимают  $m = 2$ ).

Пересечение кривых 4 и 5 есть рабочая точка  $(p_p; Q_p)$  вентилятора.

Характерные расходы  $Q_{1max}$ ,  $Q_{4max}$  – теоретические значения, соответствующие работе вентиляторов на сеть с нулевым сопротивлением.

Решетка 1 не может самостоятельно создать расход  $Q > Q_{1max}$  при неизменной  $\omega_1$ , однако для пары решеток 2–3 это возможно. Так, в случае  $Q = Q_p$  статическое давление всего ротора будет равно

$$p_p = p_{2p} + p_{3p} - p_{1p}, \quad (2)$$

где  $p_{2p}$ ,  $p_{3p}$  – статические давления потока решеток 2 и 3 для  $Q = Q_p$ ;  $p_{1p}$  – значение статического давления потока решетки 1 на продолжении характеристики 1 до  $Q = Q_p$  в область отрицательных давлений.

В зоне  $Q_{1max} < Q < Q_{4max}$  решетка 1 играет двойную роль. Продолжая подкручивать поток в направлении, противоположном направлению вращения решетки 2, она способствует повышению создаваемого решеткой 2 давления. В то же время она выступает как сопротивление на входе в вентилятор. При  $Q = Q_{4max}$  отрицательный перепад давлений на ее входе и выходе становится равным сумме статических давлений решеток 2 и 3, вследствие чего ротор не в состоянии обеспечить расход более  $Q_{4max}$ .

О направлениях воздушного потока на входе в решетку и выходе из нее можно судить по треугольникам скоростей, приведенным на рис. 2 и представляющим собой графические решения векторных уравнений:

$$\bar{v}_{11a} = \bar{v}_{11пер} + \bar{v}_{11отн}; \quad (3)$$

$$\bar{v}_{12a} = \bar{v}_{12пер} + \bar{v}_{12отн}; \quad (4)$$

$$\bar{v}_{21a} = \bar{v}_{12a} = \bar{v}_{21пер} + \bar{v}_{21отн}, \quad (5)$$

где  $\bar{v}_{11a}, \bar{v}_{21a}$  – абсолютные скорости на входе в решетки 1 и 2;  $\bar{v}_{12a}$  – абсолютная скорость на выходе решетки 1;  $\bar{v}_{11пер}, \bar{v}_{21пер}$  – переносные скорости на входе в решетки 1 и 2;  $\bar{v}_{12пер}$  – переносная скорость на выходе решетки 1;  $\bar{v}_{11отн}, \bar{v}_{21отн}$  – относительные скорости на входе в решетки 1 и 2;  $\bar{v}_{12отн}$  – относительная скорость на выходе решетки 1.

Величины скоростей:

$$v_{11a} = Q/A_{1вх}; \quad (6)$$

$$v_{12отн} = Q/A_{1вых}; \quad (7)$$

$$v_{11пер} = \omega_1 r_{11}; \quad (8)$$

$$v_{12пер} = \omega_1 r_{12}; \quad (9)$$

$$v_{21пер} = \omega_2 r_{21}, \quad (10)$$

где  $A_{1вх}, A_{1вых}$  – суммарные площади каналов на входе и выходе решетки 1;  $r_{11}, r_{12}, r_{21}$  – радиусы решеток (рис. 2).

В результате подкрутки потока решеткой 1 воздух входит в решетку 2 под большим углом атаки, равным  $90^\circ - \alpha$  (угол  $\alpha$  показан на рис. 2). Поэтому в канал решетки 2 без удара о внутреннее ребро ее элемента может попасть частица диаметром не более  $D_{max}$ :

$$D_{max} \leq b_{эф} = b \sin \alpha \approx b \frac{v_{12отн}}{v_{21отн}}, \quad (11)$$

где  $b$  – ширина канала решетки 2;  $b_{эф}$  – эффективная ширина канала.

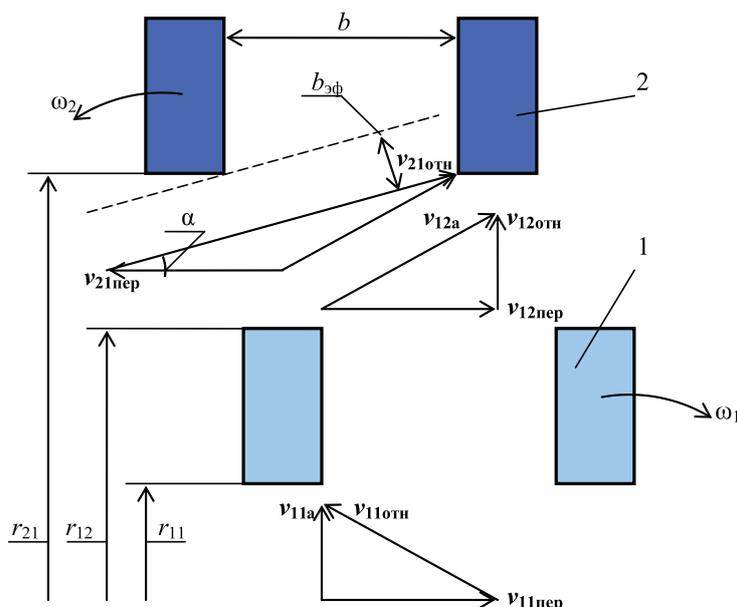


Рис. 2. Треугольники скоростей воздушного потока на входе и выходе решеток

Выражение (11) предоставляет возможность оценить наибольший размер твердой частицы, которую воздушный поток может пронести через решетку 2 без разрушения.

Характерной чертой рабочего процесса в роторе встречного удара является большой разброс размеров частиц продукта измельчения. Наряду с мелкими фракциями ( $D$  порядка 10 мкм) в продукте зачастую содержатся значимые объемы с  $D = 100$  мкм и более, что вынуждает производить промежуточное просеивание помола с последующим повторным дроблением крупных фракций. Одна из задач совершенствования

конструкции измельчителя состоит в обеспечении заданной тонины помола за счет всемерного уменьшения содержания крупных фракций в продукте.

Изучение ротора как своеобразного центробежного вентилятора позволяет наметить пути решения указанной задачи. Для начала полезно проанализировать простую зависимость (11).

Наибольший диаметр частицы, способной пройти через канал с  $b_{эф}$ , напрямую зависит от размера  $b$ , поэтому уменьшение  $b$ , очевидно, приведет к более эффективному измельчению. К сожалению, данный способ

имеет серьезный недостаток: выполнение каналов с шириной  $b < 1$  мм связано с технологическими и конструктивными сложностями. Необходимо комплексное использование различных способов.

Эффективная ширина канала связана также с углом  $\alpha$ . Напрашивается другой способ (более сложный, но и более интересный), суть которого состоит во всемерном уменьшении  $\alpha$ . Здесь важно иметь в виду, что величина  $v_{2\text{отн}}$  определяет энергию удара, поэтому изменению не подлежит. Из треугольников скоростей на выходе решетки 1 и на входе решетки 2, а также из (11) видно, что при радиальной ориентации рабочих поверхностей ударных элементов единственная возможность повлиять на величину  $\alpha$  состоит в изменении значения составляющей  $v_{12\text{отн}}$ . Формула (7) указывает на три комбинации варьирования параметров:

- 1) уменьшение  $Q$  при неизменной  $A_{1\text{вых}}$ ;
- 2) увеличение  $A_{1\text{вых}}$  при неизменном  $Q$ ;
- 3) изменение и  $Q$ , и  $A_{1\text{вых}}$  с соблюдением условий

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{A'_{1\text{вых}} - A_{1\text{вых}}}{A_{1\text{вых}}} > \frac{Q' - Q}{Q} \\ A'_{1\text{вых}} > A_{1\text{вых}}; Q' > Q \\ A'_{1\text{вых}} < A_{1\text{вых}}; Q' < Q \\ A'_{1\text{вых}} > A_{1\text{вых}}; Q' < Q, \end{array} \right. \quad (12)$$

где  $A'_{1\text{вых}}$ ,  $Q'$  – измененные значения.

Реализация всех комбинаций представляется на данный момент вполне возможной, однако то, какими средствами ее можно осуществить, требует дополнительного исследования.

Еще один способ снижения  $v_{12\text{отн}}$  состоит в смещении рабочей точки в сторону более высоких давлений и меньших расходов путем увеличения коэффициента сопротивления сети  $k$  (формула (1)). Характеристика сети становится круче, и значение  $Q_p$  вместе с  $v_{12\text{отн}}$  уменьшается. Осуществить этот способ целесообразно введением аэродинамического сопротивления на входе в решетку 1, что проще всего достигается загрузкой измельчителя материалом с помощью си-

стемы «емкость – воронка», не сообщаясь с атмосферой непосредственно.

Из приведенных выше рассуждений следует вывод о реализации аэродинамической схемы ротора в виде решёток, из которых внешняя и внутренняя характеризуются низкими производительностями. Таким образом, будет обеспечена максимальная крутизна характеристики ротора-вентилятора при минимальном значении эффективной ширины канала внешней решётки. Дальнейшие исследования будут направлены на разработку соответствующей конструкции ротора.

### Список литературы

1. Пат. РФ № 2150323, МПК 7 В02С 13/20, опубл. 10.06.2000. Центробежный измельчитель встречного удара.
2. Справочник по обогащению руд. Подготовительные процессы / под ред. О.С. Богданова и В.А. Олевского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1982. – 366 с.
3. Сиденко П.М. Измельчение в химической промышленности. – 2-е изд., перераб. – М.: Химия, 1977. – 155 с.
4. Алексеев В.В. Стационарные машины: учебник для вузов. – М.: Недра, 1989. – 187 с. 53–55.
5. Иванов О.П., Мамченко В.О. Аэродинамика и вентиляторы. – М.: Машиностроение, 1986. – 45 с.

### References

1. Pat. RF № 2150323, MPK 7 V02S 13/20, opubl. 10.06.2000. Tsentrobezhnyi izmel'chitel' vstrechnogo udara.
2. Spravochnik po obogashcheniyu rud. Podgotovitel'nye protsessy / pod red. O.S. Bogdanova i V.A. Olevskogo. 2-e izd., pererab. i dop. M.: Nedra, 1982. 366 p.
3. Sidenko P.M. Izmel'chenie v khimicheskoi promyshlennosti. Izd. 2-e, pererab. M.: Khimiya, 1977. 155 p.
4. Alekseev V.V. Statsionarnye mashiny. Uchebnik dlya VUZov. M.: Nedra, 1989. 187 p. 53–55.
5. Ivanov O.P., Mamchenko V.O. Aerodinamika i ventilyatory. M.: Mashinostroenie, 1986. 45 p.

### Рецензенты:

Герц Э.Ф., д.т.н., профессор, директор института лесопромышленного бизнеса и дорожного строительства, ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический университет», г. Екатеринбург;

Добычин И.А., д.т.н., профессор, главный научный сотрудник ЗАО НПП «ТОРМО», г. Екатеринбург.

Работа поступила в редакцию 28.07.2014.