

Изобретение может быть использовано в конструкциях высокоэффективных центробежных вентиляторов двухстороннего всасывания, предназначенных для работы в сильно запыленных высокотемпературных потоках.

Известно рабочее колесо центробежного компрессора с S-образными лопатками, каждая из частей которых очерчена дугами окружности противоположной выпуклости, причем первый участок выпуклой стороной обращен против направления вращения колеса [1].

Недостатком известного рабочего колеса является повышенный износ второго, загнутого навстречу вращения, участка S-образной лопатки, недостаточная ремонтпригодность и эффективность.

Известны также центробежные вентиляторы с прямыми плоскими лопатками, защищенными накладками [2].

Недостатком этих вентиляторов является то, что они имеют пониженную жесткость к крутильным колебаниям, большую нагруженность лопаток на входе, особенно широких колес; при больших отношениях  $D_1/D_2$  ограничены, либо отсутствуют возможности проектирования новых колес, в частности при данных  $D_1/D_2$  и  $\beta_2$  однозначно задан  $\beta_1$ .

Наиболее близким по технической сущности к заявляемому изобретению является рабочее колесо нагнетателя с двухсторонним входом, содержащее основной диск с межлопаточными вырезами, ограниченными выпуклыми и вогнутыми криволинейными образующими, плавно сопряженными по внутреннему диаметру вырезов дугами окружности, и покрывные диски с расположенными между ними лопатками; радиусы дуг сопряжения с вогнутой и выпуклой образующими составляют соответственно 0,12-0,13 и 0,04-0,11 от величины шага вырезов по внутреннему диаметру (3).

Недостатком этого рабочего колеса нагнетателя является относительно низкий К.П.Д., недостаточная ремонтпригодность из-за неравномерного износа лопаток по длине, низкая надежность из-за сильно наклоненного назад профиля зуба в несущем диске - значительный рост нагрузок, увеличиваемых износом, и появление трещин в несущем диске, уменьшающих долговечность.

Задача, на которую было направлено решение изобретения состояло в том, чтобы за счет изменений поршня лопаток увеличить напор развиваемый рабочим колесом, что позволит повысить К.П.Д., ремонтпригодность, долговечность и надежность конструкции.

Задача была решена тем, что в известном рабочем колесе центробежного вентилятора с двухсторонним входом, преимущественно для работы на запыленных средах, содержащем несущий диск с межлопаточными вырезами и покрывные диски с расположенными между ними криволинейными листовыми лопатками с входными и выходными кромками, согласно изобретению, длина хорды каждой лопатки определяется из выражения

$$l = \frac{D_2}{2} \sqrt{1 + \bar{D}_1^2 - 2\bar{D}_1 \cos(\beta'_2 - \beta'_1)}$$

где  $\bar{D}_1 = D_1 / D_2$ ;

$D_1$  - входной диаметр колеса;

$D_2$  - наружный диаметр колеса;

$\beta'_1 = 15...20^\circ$  - угол между хордой лопатки и касательной, проведенной к окружности, равной входному диаметру колеса в зоне входной кромки

$$\beta'_2 = \arccos(\bar{D}_1 \cos \beta'_1),$$

при этом лопатка максимально изогнута на расстоянии от входной кромки, составляющем 0,25 ... 0,42 от хорды лопатки, на величину, составляющую 0,06-0,09 от хорды лопатки, а профиль входного участка лопатки

выполнен по радиусу, определяемому уравнением  $x_f / f \sqrt{x_f^2 + f^2}$ , где  $f$  - величина, определяющая максимальную изогнутость;  $x_f$  - расстояние от входной кромки до максимально изогнутого участка лопатки, и сопряжен с выходной кромкой по прямой.

Сущность изобретения поясняется чертежами, где:

на фиг. 1 показан общий вид заявленного колеса с разрезом в вертикальной плоскости;

на фиг. 2 показано колесо с вырезом покрывающего диска;

на фиг. 3 показан профиль лопатки заявляемого колеса.

Рабочее колесо центробежного вентилятора с двухсторонним входом содержит несущий диск с межлопаточными вырезами 1, покрывные диски 2, установленные по ходу потока между ними криволинейные листовые лопатки 3, ограниченные диаметрами  $D_1$  и  $D_2$ . Профиль передней части лопатки 4 выполнен по радиусу

$$R = x_f / f \sqrt{x_f^2 + f^2}.$$

Длина хорды 5 лопатки, соединяющей входную 6 и выходную 7 кромки, определяется из выражения

$$l = \frac{D_2}{2} \sqrt{1 + \bar{D}_1^2 - 2\bar{D}_1 \cos(\beta'_2 - \beta'_1)}$$

где  $\bar{D}_1 = D_1 / D_2$ ;

$\beta'_1 = 15...20^\circ$  - угол между хордой лопатки и касательной 8, проведенной к окружности, равной входному диаметру колеса, в зоне входной кромки;

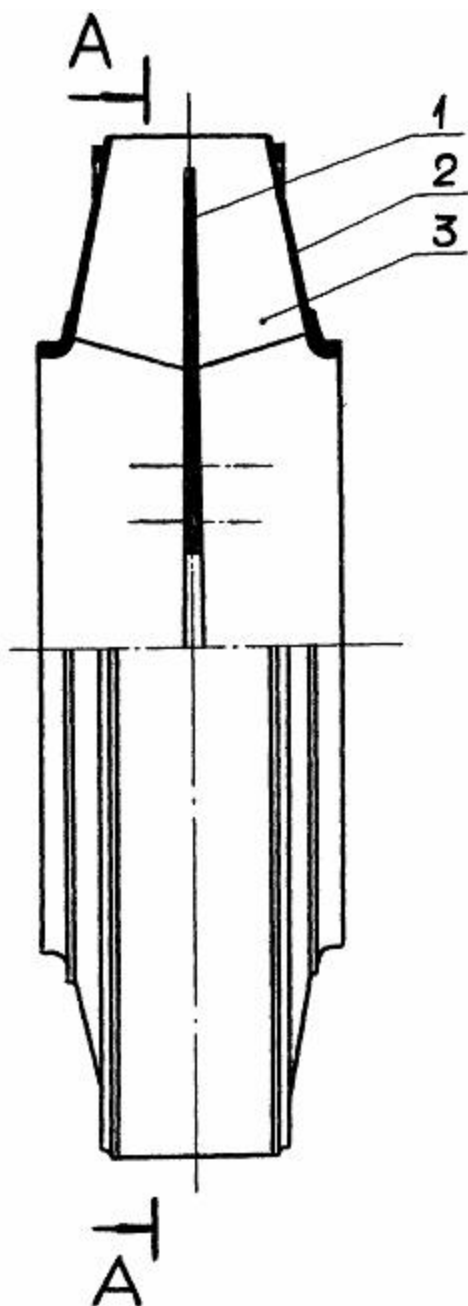
$$\beta'_2 = \arccos(\bar{D}_1 \cos \beta'_1),$$

при этом лопатка максимально изогнута на расстоянии от входной кромки, составляющем 0,25 ... 0,42 от

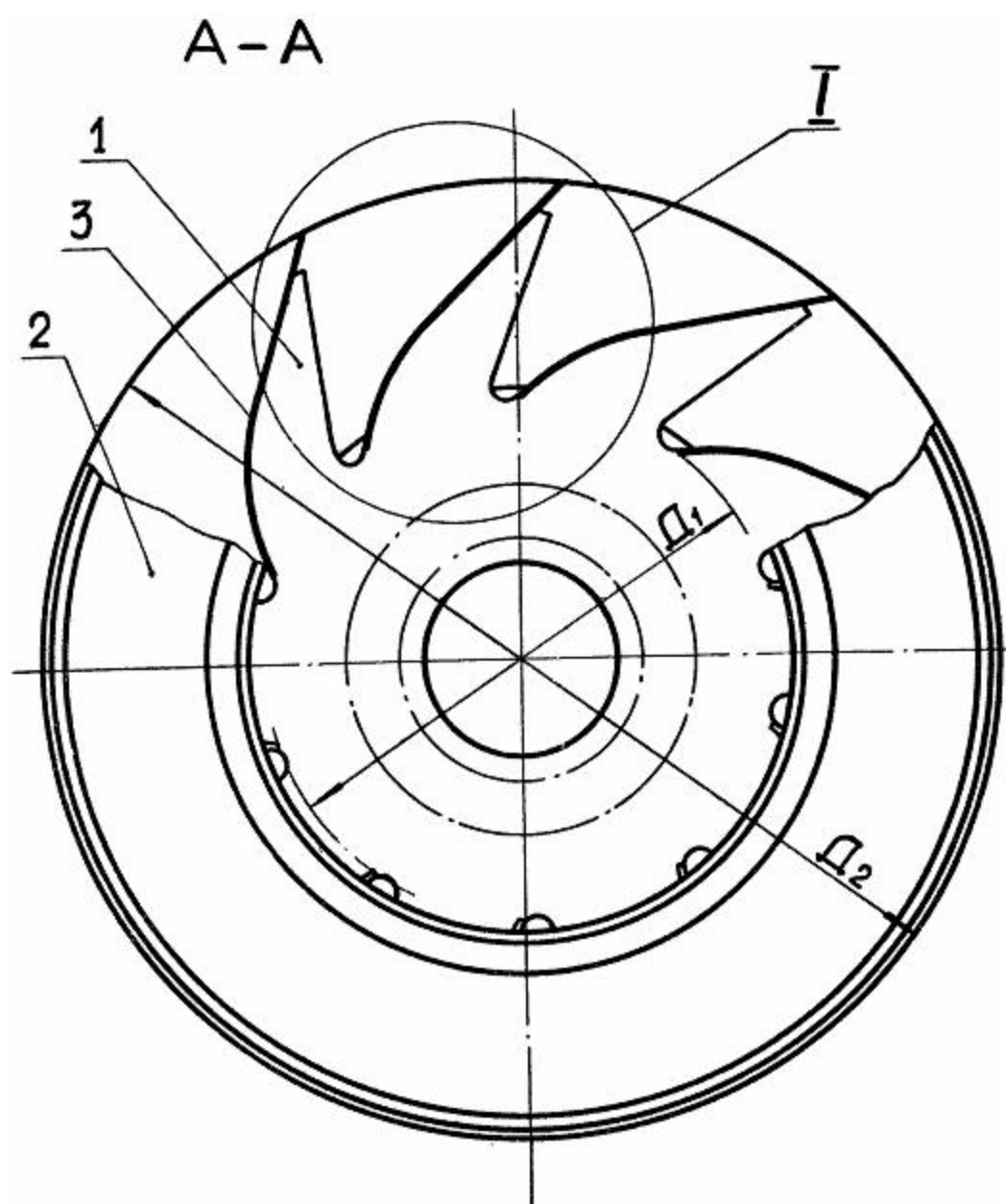
хорды лопатки, на величину, составляющую 0,06 ... 0,09 от хорды лопатки, а профиль входного участка лопатки выполнен по радиусу, определяемому уравнением  $x_f / f \sqrt{x_f^2 + f^2}$ , где  $f$  - величина, определяющая максимальную изогнутость;  $x_f$  - расстояние от входной кромки до максимально изогнутого участка лопатки, и сопряжен с выходной кромкой по прямой 9.

Рабочее тело поступает в центробежное колесо с двух сторон в осевом направлении. При обтекании лопаток 3 рабочему телу сообщается энергия, что сопровождается изменением направления движения рабочего тела на радиальное, и повышением полного давления.

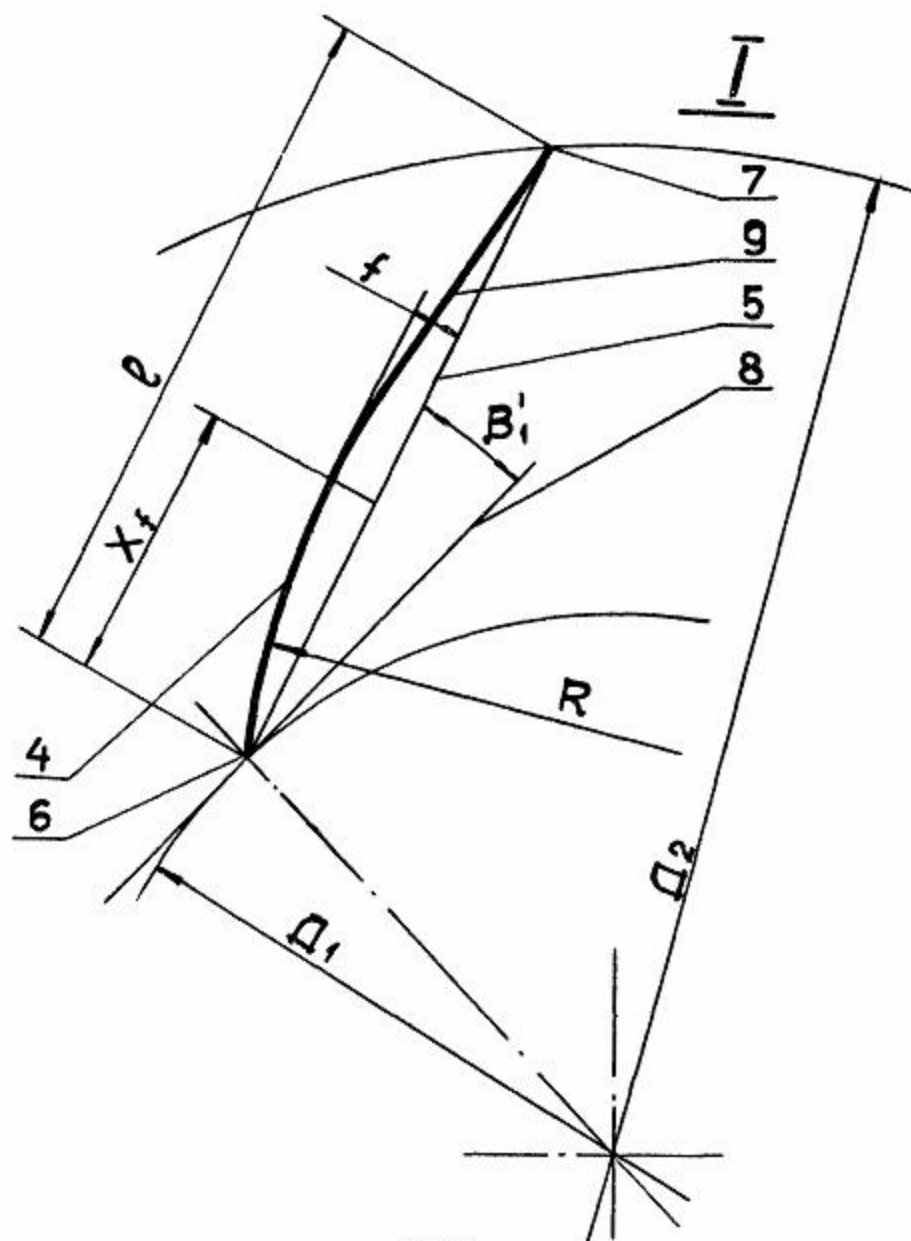
Благодаря предложенному профилю лопаток, выполненных согласно изобретению, обеспечивается безударный вход и благоприятное поле скоростей и давлений в межлопаточном канале, что повышает эффективность процесса преобразования энергии в рабочем колесе.



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3