

## **АНАЛИЗ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРА СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА**

**В. В. МИРЕНКОВ, В. Ф. ХИЖЕНОК, П. Е. РОДЗЕВИЧ**

*Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого»,  
Республика Беларусь*

### **Введение**

Для разделения зернового вороха в зерноуборочных комбайнах используется система очистки. На очистку комбайна поступает ворох, просыпающийся через решетку молотильного устройства и соломотряса. В первом случае в нем содержится до 90 % зерна, остальное – солома и перебитая солома; во втором – ворох содержит до 50 % солоmistых примесей. Выделение зерна из вороха в очистке комбайнов производится по парусности. Поэтому материал (ворох), находящийся на решетке очистки, должен обдуваться воздушным потоком.

Трудности выполнения поставленной задачи заключаются в том, что состав вороха не является постоянным, а меняется в зависимости от скорости подачи, солоmistости, влажности обмолачиваемой хлебной массы, а также от конструкции молотильного устройства и соломотряса. В зависимости от качества вороха силу и направление воздушного потока, создаваемого вентилятором, необходимо изменять, что осуществляется щитками, расположенными внутри канала вентилятора, открытием входных окон вентиляторов или изменением числа оборотов.

Вентилятор очистки предназначен для обработки воздушным потоком вороха, поступившего на решетку очистки. При этом воздушный поток выполняет две задачи: разрыхляет (вспушивает) обрабатываемый на решетках ворох (чем облегчает проход зерна сквозь пространственную решетку, образованную солоmistыми частицами) и уносит за пределы комбайна легкие примеси, имеющие большую парусность.

Вентилятор очистки отечественных комбайнов представляет собой многолопастный крылач, частота вращения которого регулируется с помощью специального клиноременного вариатора в пределах 450–1200 об/мин.

Целью работы является численный анализ работы вентилятора очистки зерноуборочного комбайна, определение оптимальных скоростных режимов воздушного потока на выходе из вентилятора и сравнение полученных результатов с адекватной 3D моделью вентилятора комбайна.

### **Основная часть**

В зерноуборочном комбайне система очистки (рис. 1) состоит из: двух решетных станов 6, 9; дополнительного решета 5; двухсекционного шестилопастного вентилятора 14, шнека колосового 11, шнека зернового 13, распределительного шнека 2, домолочивающего устройства 3 и элеватора колосового 4.

Верхнее 6 и нижнее 9 решета жалюзийного типа с разными размерами жалюзи. Верхнее решето отделяет зерно от основной части солоmistых примесей и имеет большие размеры жалюзи. Нижнее решето сепарирует предварительно очищенное зерно и нагружено значительно меньше, чем верхнее.

Верхнее решето заканчивается удлинителем 7, который состоит из гребенок, расставленных с равными промежутками. Назначение последнего – захват не выделившегося зерна и не обмолоченных колосьев. Решета приводятся в колебательное движение кривошипно-шатунным механизмом. Их колебания направлены в противоположные стороны, что уравнивает силы инерции колеблющихся масс.

В системе очистки зерноуборочного комбайна используется двухсекционный центробежный вентилятор с осевым забором воздуха. Регулирование потока воздуха, поступающего на очистку, осуществляется вручную при помощи рукоятки и фиксатора на оси вала контрпривода вариатора [1].

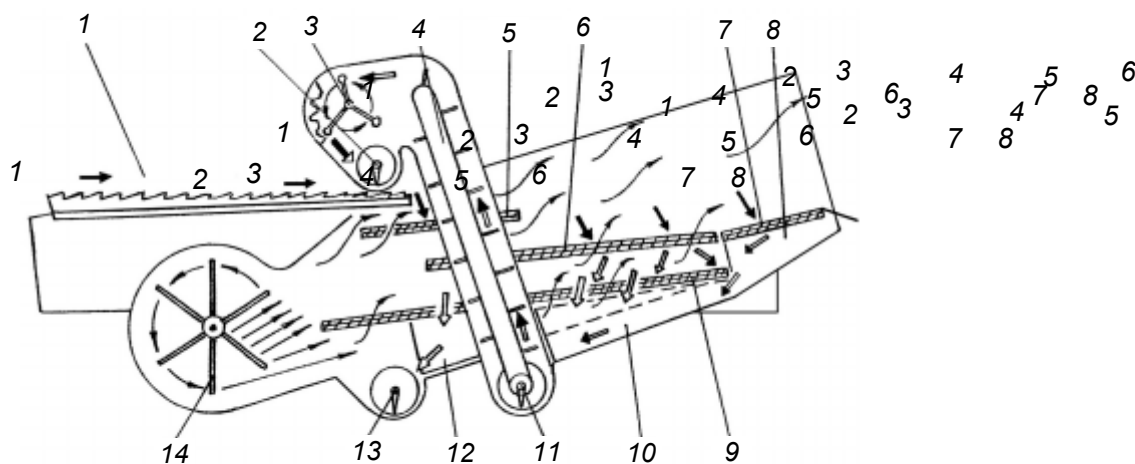


Рис. 1. Система очистки зерноуборочного комбайна:  
 1 – стрясная доска; 2 – шнек распределительный; 3 – устройство домначивающее;  
 4 – элеватор колосовой; 5 – дополнительное решето; 6 – решето верхнее; 7 – удлинитель;  
 8 – поддон удлинителя; 9 – решето нижнее; 10 – поддон колосовой; 11 – шнек колосовой; 12 – поддон зерновой; 13 – шнек зерновой; 14 – вентилятор;  
 ← – зерновой ворох; ← – недомолоченные колоски; ← – зерно и вымолоченные колоски; ← – чистое зерно; ~ – воздух

Для определения параметров системы очистки комбайна воспользуемся методикой, представленной в работах [2]–[7].

Площадь решета определяется по допустимой удельной нагрузке на  $1 \text{ м}^2$  [2]:

$$F = \frac{q_B}{q_F}, \quad (1)$$

где  $q_F$  – удельная нагрузка на единицу площади решета. Для комбайновых решет  $q_F = 1,5 \div 2,5 \text{ кг/с} \cdot \text{м}^2$ ;  $q_B$  – подача на очистку вороха, кг/с;

Подача вороха на очистку определяется по формуле [2]:

$$q_B = q(1 - \lambda k_0), \quad (2)$$

где  $q$  – подача хлебной массы в молотилку, кг/с;  $\lambda$  – коэффициент соломиности (отношение массы соломы ко всей хлебной массе  $1 \div 1,5 \dots 2,5$ ),

$$\lambda = \frac{c}{c + z} = \frac{1,5 \dots 2,5}{1,5 \dots 2,5 + 1} = 0,6 \dots 0,714; \quad (3)$$

$k_0$  – коэффициент, характеризующий работу молотильного устройства и соломотряса. Так как часть мелкой соломы попадает вместе с зерном на очистку, то  $k_0 = 0,6 \div 0,9$ .

Принимаем величину подачи хлебной массы в молотилку равной  $q = 10$  кг/с.

Тогда:

$$q_B = 10(1 - 0,6 \dots 0,714 \cdot 0,6 \dots 0,9) = 3,5 \dots 6,4 \text{ кг/с.}$$

Следовательно:

$$F = \frac{3,5 \dots 6,4}{1,5 \dots 2,5} = 1,4 \dots 4,26 \text{ м}^2.$$

Ширину решета принимают равной ширине молотилки, т. е.  $B_M = B_P = 1,5$  м.

Тогда длина решета определяется по формуле [2]:

$$L = \frac{F}{B_P} = \frac{1,4 \dots 4,26}{1,5} = 0,933 \dots 2,84 \text{ м.} \quad (4)$$

Общая длина решет зерноуборочного комбайна составляет более 3 м. Для уменьшения габаритных размеров и лучшей сепарации зернового вороха решета устанавливают в 2–3 яруса: верхнее и нижнее решето с возможной установкой дополнительных решет.

Рабочую скорость воздушного потока устанавливают в зависимости от качества вороха, поступающего на очистку. Она должна превышать критическую скорость (скорость витания)  $V_{кр}$  тех элементов, которые должны быть вынесены за пределы машины. Принимая это во внимание,  $C_{ср}$  находим по выражению [7]:

$$C_{ср} = (1,4 \div 1,7)V_{кр} = aV_{кр}, \quad (5)$$

где  $a = 1,1 \div 1,7$  для соломы длиной до 200 мм;  $a = 1,9 \div 3,7$  для половы;  $a = 2,5 \div 5,0$  для сбины;  $a = 1,5 \div 3,0$  для обмолоченных колосьев.

Приняв минимальную критическую скорость для зерен пшеницы  $V_{кр} = 8,9$  м/с [4], определим скорость воздушного потока на выходе из вентилятора:

$$C_{ср} \leq 1,4 \cdot 8,9 = 12,46 \text{ м/с.}$$

Таблица 1

**Аэродинамические характеристики семян и других сельскохозяйственных материалов**

Название семян	Скорость витания, м/с	Частицы	Скорость витания, м/с
Пшеница	8,9...11,5	Солома	5,9...9,0
Рожь	8,4...9,9	Полова	2,7...5,3
Ячмень	8,4...10,8	Сбины	2...4
Овес	8,1...9,1	Мелкие сорняки	4,5...5,2
Соя	17,3...20,2	Стержни колоса	2,7...4,0

Опыты с системами очисток комбайнов и молотилок показывают, что средняя скорость воздуха в зоне расположения решета составляет 60–70 % от скорости  $C_{ср}$  [6].

Таким образом, скорость воздушного потока в районе решет должна быть меньше минимальной критической скорости витания зерен и конечно выше скорости витания тех элементов, которые необходимо удалить за пределы машины.

Для стабильного удержания зерен и не вынесения их за пределы очистки принимаем максимальную скорость воздушного потока на выходе из вентилятора равной  $C_{cp} = 10$  м/с.

Суммарный расход воздуха двух секций вентилятора определим как произведение площади сечения канала на рабочую скорость [4]:

$$V = B_k b C_{cp} = 1,5 \cdot 0,484 \cdot 10 = 7,26 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6)$$

где ширина канала вентилятора  $B_k = B_p = 1,5$  м.

Определяем динамическое давление  $h_d$  при рабочей скорости воздуха  $C_{cp}$ :

$$h_d = \frac{\gamma_{\text{возд}}}{g} \frac{C_{cp}^2}{2}, \quad (7)$$

где  $\gamma_{\text{возд}}$  – удельный вес воздуха, который может быть определен следующим образом:

$$\gamma_{\text{возд}} = 0,4645 \frac{B}{T}; \quad (8)$$

$B$  – барометрическое давление в мм ртутного столба;  $T = 273 + t$  – температура воздуха, °К.

При  $B = 760$  мм ртутного столба и  $t = 20$  °С:

$$\gamma_{\text{возд}} = 0,4645 \frac{760}{293} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда

$$h_d = \frac{1,2}{9,81} \frac{10^2}{2} = 6,12 \text{ кг/м}^2.$$

Статическое давление  $h_s$  может быть определено следующим образом [6]:

$$h_s = \frac{1 - k^2}{k^2} h_d, \quad (9)$$

где  $k = 0,20 \dots 0,26$  – коэффициент, учитывающий общее сопротивление.

Принимая  $k = 0,23$ , получим:

$$h_s = \frac{1 - 0,23^2}{0,23^2} 6,12 = 109,6 \text{ кг/м}^2.$$

Тогда полное давление

$$h = h_s + h_d = 109,6 + 6,12 = 115,72 \text{ кг/м}^2. \quad (10)$$

Принимаем значение манометрического коэффициента полезного действия  $\eta_n = 0,97$ .

Тогда теоретический напор [7]:

$$H_T = \frac{h}{\eta_n} = \frac{115,72}{0,97} = 119,3 \text{ кг/м}^2. \quad (11)$$

Диаметр входного отверстия при двухстороннем всасывании воздуха определяем по эмпирической формуле следующим образом [4]:

$$D_0 = 2,573 \sqrt{\frac{\Delta \lambda_0 V}{\mu_0 (1 - \varphi_0) n}}, \quad (12)$$

где  $\Delta = 0,55 \dots 0,85$  – коэффициент использования выходного отверстия;  $\lambda_0 = \frac{D_0}{D_1}$  – соотношение диаметров входного отверстия и внутреннего диаметра колеса вентилятора;  $\mu_0 = 0,8 \dots 0,9$  – коэффициент поджатия потока;  $\varphi_0 = 0,42 \dots 0,46$  – коэффициент предварительного закручивания потока;  $n = 450 \dots 1200$  об/мин – число оборотов колеса вентилятора.

Задаваясь коэффициентами  $\Delta = 0,7$ ;  $\lambda_0 = 1$ ;  $\mu_0 = 0,9$ ;  $\varphi_0 = 0,45$  и числом оборотов колеса вентилятора  $n = 450 \dots 1200$  об/мин, определим диаметр входного отверстия вентилятора:

$$D_0 = 2,573 \sqrt{\frac{0,7 \cdot 1 \cdot 7,26}{0,9(1 - 0,45)(450 \dots 1200)}} = 0,525 \dots 0,73 \text{ м.}$$

Ввиду того что вентилятор двухсекционный и между секциями имеется свободное пространство, позволяющее увеличить суммарную площадь входного отверстия, то имеется возможность варьирования диаметра входного отверстия с целью улучшения рабочих характеристик вентилятора.

Задаемся соотношением выходного и внешнего диаметров вентилятора:

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{r_1}{r_2} = 0,7. \quad (13)$$

Определяем внешний диаметр колеса на основании следующей зависимости:

$$D_2 = \frac{2}{n} \sqrt{\frac{9,81 H_T}{C_n \rho}}, \quad (14)$$

где коэффициент  $C_n$  находим по формуле [4]:

$$C_n = \left( \frac{\pi}{30} \right)^2 \left[ \frac{1}{1 + \text{tg} \alpha_2 \text{tg} \gamma_2} - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \frac{1}{1 + \text{tg} \alpha_1 \text{tg} \gamma_1} \right], \quad (15)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы, характеризующие отклонение лопасти (рис. 2),  $\alpha_1 = 50^\circ$ ;  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  – углы между направлениями переносной и абсолютной скоростей на выходе и входе.

Значение угла  $\alpha_2$  считается отрицательным, т. е.  $\alpha_2 = -17^\circ$ .

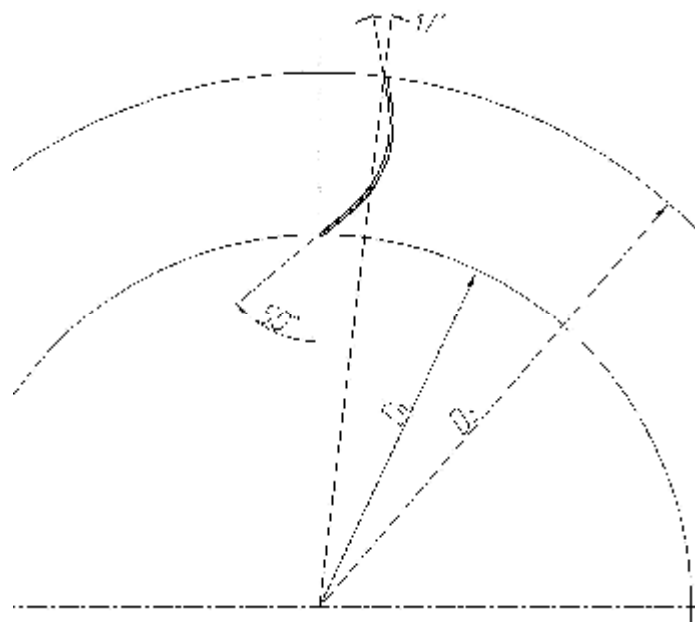


Рис. 2. Схема лопасти вентилятора

Принимаем  $\gamma_2 = 2-3^\circ$ . Угол  $\gamma_1$  зависит от величины коэффициента  $k$ . Для нашего случая при  $k = 0,23$  принимаем  $\gamma_1 = 30^\circ$  и  $\gamma_2 = 2^\circ$ .

Таким образом:

$$C_n = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \left[ \frac{1}{1 + \operatorname{tg}(-17^\circ)\operatorname{tg}2^\circ} - (0,7)^2 \frac{1}{1 + \operatorname{tg}50^\circ\operatorname{tg}30^\circ} \right] = 0,0079.$$

Тогда:

$$D_2 = \frac{2}{(450 \dots 1200)} \sqrt{\frac{119,3 \cdot 9,81}{0,0079 \cdot 1,2}} = 0,586 \dots 1,562 \text{ м.}$$

Полученный диаметр в диапазоне частот вращения вала вентилятора изменяется в больших пределах. Из конструктивных соображений не рекомендуется принимать внешний диаметр  $D_2$  колеса вентилятора более 0,7 м.

Таким образом, методика изложенная выше позволяет определять основные параметры вентилятора очистки, задаваясь критической скоростью витания хлебной массы. Для определения скорости воздушного потока на выходе из вентилятора построим твердотельную модель вентилятора очистки. 3D модель вентилятора очистки комбайна представлена на рис. 3, а.

В связи с тем что вентилятор состоит из двух симметрично расположенных секций, то возможен анализ только одной секции, дискретизация которой представлена на рис. 3, б.

В качестве граничных условий использовались частота вращения вала вентилятора (75 рад/с для зерновых культур) и атмосферное противодавление на выходе.

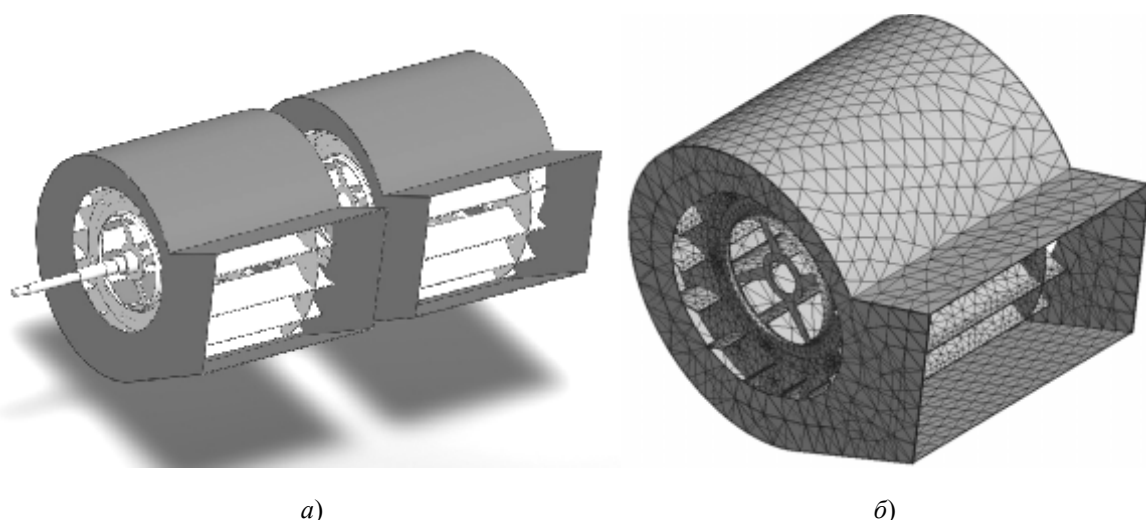


Рис. 3. Вентилятор очистки комбайна:

а – 3D модель вентилятора очистки комбайна; б – конечно-элементная дискретизация твердотельной модели секции вентилятора очистки зерноуборочного комбайна

На рис. 4 представлены поля распределения скоростных потоков вентилятора очистки зерноуборочного комбайна. Характеристика определялась на выходе из кожуха вентилятора.

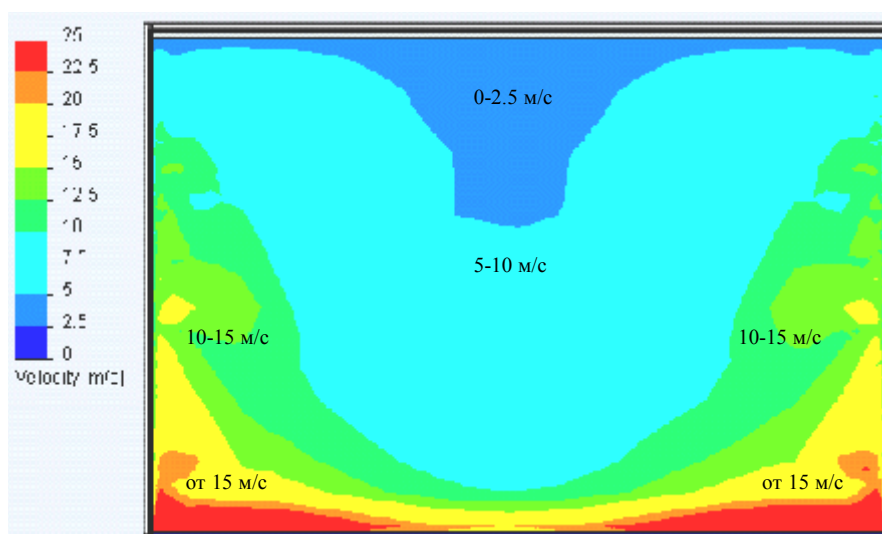


Рис. 4. Качественная характеристика вентилятора очистки комбайна, полученная в Flow Simulation по ширине и высоте потока

Как видно из представленных результатов моделирования, скорость потока на выходе вентилятора распределена неравномерно по площади поперечного сечения выходного отверстия и изменяется от 2 до 22 м/с. Причем оптимальные скорости (около 10 м/с) воздушного потока наблюдаются внизу и по краям выходного отверстия.

### Заключение

Решета, имеющие суммарную длину более 3-х м и расположенные под углом к плоскости выходного отверстия вентилятора, должны обдуваться воздушными потоками, имеющими одинаковую скорость по всей ширине решет. Очевидно, что данная конструкция вентилятора очистки комбайна не в полной мере соответствует

требованиям скорости воздушного потока около решет. Скорость потока на выходе вентилятора распределена неравномерно по площади поперечного сечения выходного отверстия и изменяется от 2 до 22 м/с. Причем оптимальные скорости (около 10 м/с) воздушного потока наблюдаются внизу и по краям выходного отверстия. Кроме того, вызывает интерес распределение скоростных потоков не только по ширине решет, но и по длине, так как несоблюдение скоростных режимов воздушного потока будет приводить к некачественной работе системы очистки.

Для получения оптимальных скоростных режимов воздушного потока по длине и ширине решет необходимо произвести оптимизацию конструкции вентилятора системы очистки с построением 3D модели, учитывающей работу вентилятора совместно с решетным станом, т. е.:

- 1) на выходе из вентилятора установить делители воздушного потока для получения оптимального распределения потока по высоте выходного отверстия;
- 2) изменением геометрии выходного отверстия добиться оптимального положения кожуха вентилятора относительно плоскости решет;
- 3) оптимизировать геометрические параметры вентилятора: наружный и внутренний диаметры, углы установки лопастей вентилятора, диаметр входного отверстия кожуха.

### Литература

1. Комбайн зерноуборочный самоходный КЗС-10К «Палессе GS10». Инструкция по эксплуатации. ПО «Гомсельмаш», 2008.
2. Босой, Е. С. Теория, конструкция и расчет / Е. С. Босой. – М. : Машиностроение, 1978.
3. Брусиловский, И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов / И. В. Брусиловский. – М. : Машиностроение, 1984.
4. Долгов, И. А. Уборочные сельскохозяйственные машины / И. А. Долгов. – Ростов н/Д. : Издат. центр ДГТУ, 2003.
5. Карпенко, А. Н. Сельскохозяйственные машины / А. Н. Карпенко, В. М. Халанский. – М. : Колос, 1983.
6. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет / Б. Г. Турбин [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1967.
7. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г. Е. Листопад [и др.]. – М. : Агропромиздат, 1986.

*Получено 04.07.2011 г.*