© Н.А. Попов, И.А. Юркин,
А.С. Белоусова, 2006

УДК 622.44

Н.А. Попов, И.А. Юркин, А.С. Белоусова

РАСЧЕТ РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ СО СДВОЕННЫМИ ЛИСТОВЫМИ ЛОПАТКАМИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Неделя орняка-2005 семинар № 16

Развитие шахтного вентиляторостроения направлено на создание более экономичных и универсальных осевых вентиляторов, работающих в широком диапазоне режимов с высоким эксплуатационным КПД. Вентиляторы должны обладать свойствами адаптивности к изменению характеристики сети за срок службы шахты, а также обеспечивать хорошие регулировочные характеристики для посменного и суточного регулирования производительности в зависимости от фактического газовыделения и пылеобразования в шахте.

При создании нового поколения высоконапорных реверсивных и регулируемых на ходу осевых вентиляторов требуется решить ряд задач, к которым относятся: выбор аэродинамической схемы и определение оптимальных расчетных параметров вентилятора; аэродинамический расчет геометрии лопаток рабочего колеса (РК) и аппаратов (спрямляющего СА и направляющего НА); расчет аэродинамической характеристики вентилятора в рабочем диапазоне изменения его производительности; расчет аэродинамических характеристик вентилятора при его регулировании поворотом лопаток РК или НА.

В настоящем докладе обсуждаются вопросы расчета регулировочных характеристик осевых вентиляторов со сдвоенными листовыми лопатками РК на примере шахтного вентилятора ВО-30ВК, выполненного по аэродинамической схеме колесо + спрямляющий аппарат (К+СА) [1].

В отечественном шахтном вентиляторостроении аэродинамические регулировочные характеристики новых осевых вентиляторов в основном получают экспериментально, при аэродинамических стендовых испытаниях опытно-промышленных вентиляторов или пересчетом по формулам подобия с аэродинамических моделей вентиляторов. В то же время в ведущих научных организациях [2] выполнен большой объем теоретических и экспериментальных исследований осевых вентиляторов и получены обобщенные зависимости, пригодные для расчета регулировочных характеристик осевых вентиляторов.

Согласно [2] для схемы (К+СА) регулировочные характеристики осевого вентилятора с поворотными лопатками РК, при различных углах установки лопаток, можно рассчитать по известной исходной аэродинамической характеристике и геометрии лопаточных венцов.

Исходная аэродинамическая характеристика вентилятора включает зависимости, от коэффициента среднерасходной скорости φ_a, коэффициентов теоретического давления $\psi_T(\varphi_a)$, полного давления $\psi(\varphi_a)$, полного КПД $\eta(\varphi_a)$ и мощности $\lambda(\varphi_a)$, которые для решеток со сдвоенными листовыми лопатками, с определенными допущениями, можно рассчитать по

заданной (расчетной) геометрии лопаточных венцов с использованием теоретических характеристик и экспериментальных зависимостей плоских и кольцевых решеток [3].

Порядок расчета регулировочных характеристик можно принять следующим.

По исходной характеристике при расчетном угле установки лопаток $\theta_к^*$ для режима, характеризуемого расчетными значениями коэффициента расхода φ_*^* и максимального КПД η_*^*, подсчитываются угол атаки α_{1*}^* на входе потока в решетку и угол отставания α_{2*}^* потока при выходе из решетки профилей РК [2,3]

$$\alpha_{1*}^* = \theta_к^* - \vartheta_к - \beta_1^*,$$

$$\alpha_{2*}^* = \theta_к^* + \vartheta_к - \beta_2^*, \qquad (1)$$

где $\vartheta_к$ - половина угла изгиба профиля лопатки со средней линией – дугой окружности; β_1^*, β_2^* - углы входа и выхода потока из решетки (определяются при расчете исходной аэродинамической характеристики вентилятора [3]).

При другом угле установки $\theta_{кi}$ определяются значения:

$$\Delta\theta_{кi} = \theta_{кi} - \theta_к^*,$$

$$\Delta\beta_{2i}^* = (1 - m_2)\Delta\theta_{кi}, \qquad (2)$$

где (i = 1,6), m_2 берется по рис. 4.22, б [2]. По значениям $\Delta\theta_{кi}$ и $\Delta\beta_{2i}^*$ вычисляются углы α_{1i}^* и α_{2i}^*, соответствующие углу $\theta_{кi}$:

$$\alpha_{1i}^* = \alpha_{1*}^* + m_1\Delta\beta_{2i}^* = \alpha_{1*}^* + m_1(1 - m_2)\Delta\theta_{кi},$$

$$\alpha_{2i}^* = \alpha_{2*}^* + m_2\Delta\theta_{кi} \qquad (3)$$

При $\Delta\theta_{кi} < 0$ рекомендуется принимать m_1 = 0.435, а при $\Delta\theta_{кi} > 0$ - m_1 = 0.5 [2].

Используя (2) и (3), находим значения среднерасходной скорости φ_{ai}^* и коэффициента теоретического давления ψ_{Ti}^*, соответствующие режиму максимального КПД при угле $\theta_{кi}$:

$$\varphi_{ai}^* = \frac{\bar{r}}{ctg\beta_{1i}^* + ctg\delta_1};$$

$$\psi_{Ti}^* = 2\bar{r}\varphi_{ai}^*\left(ctg\beta_{1i}^* - ctg\beta_{2i}^*\right), \qquad (4)$$

где $\beta_{2i}^* = \beta_2^* + \Delta\beta_{2i}^*$ - угол выхода потока из решетки при угле $\theta_{кi}$; $\beta_{1i} = 2\theta_к - \alpha_{2i}^* - \alpha_{1i}^* - \beta_{2i}^*$ - угол входа потока в решетку при угле $\theta_{кi}$; $\bar{r}$ - относительный средний радиус лопаточного венца; δ_1 - угол между направлением абсолютной скорости потока и фронтом решетки профилей (для схемы К+СА угол $\delta_1 = 90^0$).

Величины максимального КПД η_i^* и полного давления ψ_i^* при угле $\theta_{кi}$ находятся с использованием обобщенной зависимости

$$\eta^* / \eta_*^* = f\left(\varphi_{ai}^* / \varphi_{a*}^*\right) \text{ (см. рис. 4.24 [2])} \qquad (5)$$

при заданной густоте τ решетки РК. Величины η_*^* и φ_{a*}^* соответствуют исходной характеристике и являются заданными. Обозначим коэффициент $\kappa_{\eta i}^* = \eta_i^* / \eta_*^*$, который находится из (5) при известном отношении $\varphi_{ai} / \varphi_{a*}^*$. Тогда

$$\eta_i^* = \kappa_{\eta i}^* \cdot \eta_*^*, \quad \psi_i^* = \eta_i^* \cdot \psi_{Ti}^*. \qquad (6)$$

Следующим этапом является определение угла отставания потока α_{2j} при

различных значениях φ_{aj}, j = 1,2,3… по исходной характеристике при угле установки $\theta_к^*$

$$\alpha_{2j} = \theta_к^* + \vartheta_к - \beta_{2j},$$

где $\beta_{2j} = arcctg\left[\frac{1}{\varphi_{aj}}\left(\bar{r} - \frac{\psi_{Tj}}{2\bar{r}}\right) - ctg\delta_1\right]$.

После чего строится зависимость

$$\left(\alpha_{2j} - \alpha_{2*}^*\right) = f\left(\varphi_{aj}/\varphi_{a*}^*\right), \quad (7)$$

которая имеет линейный характер и для данного вентилятора практически не зависит от угла установки лопаток [2]. Зависимость (7) используется для определения угла α_{2j} при различных φ_{aj} на угле $\theta_{кi}$ по уже известным α_{2i}^* и φ_{ai}^*, тогда

$$\alpha_{2j} = \alpha_{2j}^* + \alpha_{2i}^*, \quad \beta_{2j} = \theta_{кi} + \vartheta_к - \alpha_{2j},$$

где $\alpha_{2j}^* = \alpha_{2j} - \alpha_{2i}^*$ - находится из графика (7).

Мощностная характеристика $\lambda_j = f\left(\varphi_{aj}\right)$ при угле $\theta_{кi}$ рассчитывается по формуле

$$\lambda_j = \psi_{Tj} \cdot \varphi_{aj} \cdot \left(1 - \nu^2\right), \quad (8)$$

где коэффициент теоретического давления определяется по выражению

$$\psi_{Tj} = 2\bar{r}^2 - 2\bar{r}\varphi_{aj}\left(ctg\delta_1 + ctg\beta_{2j}\right); \quad (9)$$

ν - втулочное отношение РК.

Зависимость полного КПД $\eta_j = f\left(\varphi_{aj}\right)$ рассчитывается по исходной характеристике, для которой по различным $\varphi_{aj}/\varphi_{a*}^*$ подсчитываются $\left(\eta_j/\eta^*\right)_{\theta_к^*}$ на угле $\theta_к^*$ и строится зависимость

$$\left(\eta_j/\eta^*\right)_{\theta_к^*} = f\left(\varphi_{aj}/\varphi_{a*}^*\right). \quad (10)$$

Так как линии равных значений $\varphi_{aj}/\varphi_{a*}^*$ для всех вентиляторов могут считаться одинаковыми, то из (10) находятся значения η_j/η^* при расчетном угле θ^*. Далее по графику (рис. 4.26 [2]) определяется $\left(\eta_j/\eta^*\right)_{\theta_{кi}}/\left(\eta_j/\eta^*\right)_{\theta_к^*} = f\left(\Delta\theta_i\right)$ в зависимости от φ_{aj}/φ_a^*. Так как значение максимального КПД η^* при φ_a^* известно, то для различных φ_{aj} определяются значения η_j при угле θ_i и строится зависимость $\eta_j = f\left(\varphi_{aj}\right)$.

По известным значениям η_j и ψ_{Tj} на угле $\theta_{кi}$ рассчитывается коэффициент полного давления $\psi_j = \eta_j \cdot \psi_{Tj}$ и строится зависимость $\psi_j = f\left(\varphi_{aj}\right)$. Аналогично рассчитываются регулировочные характеристики осевого вентилятора на других углах $\theta_{кi}$.

Предложенный способ построения регулировочных характеристик разработан при значениях углов поворота лопаток от расчетного

$$+\left(5 - 10^{\circ}\right) \geq \Delta\theta_к \geq -\left(15 - 20^{\circ}\right).$$

Экспериментальная проверка результатов расчета регулировочных характеристик осевого вентилятора с профильными лопатками [2] показала, что при работе на данную сеть ошибка в производительности меньше 3 %, а ошибка в КПД меньше 2 %, т.е. точность расчета регулировочных характеристик можно считать вполне удовлетворительной.

В соответствии с изложенным выше разработан алгоритм и в качестве примера выполнен расчет регулировочных характеристик шахтного осевого вентилятора ВО-30ВК (схема К+СА) со сдвоенными листовыми лопатками РК. Ниже приведены некоторые исходные данные для рассмотренного примера: D= 3 *м* – диаметр РК; n = 750 *мин*$^{-1}$ – частота вращения вен-

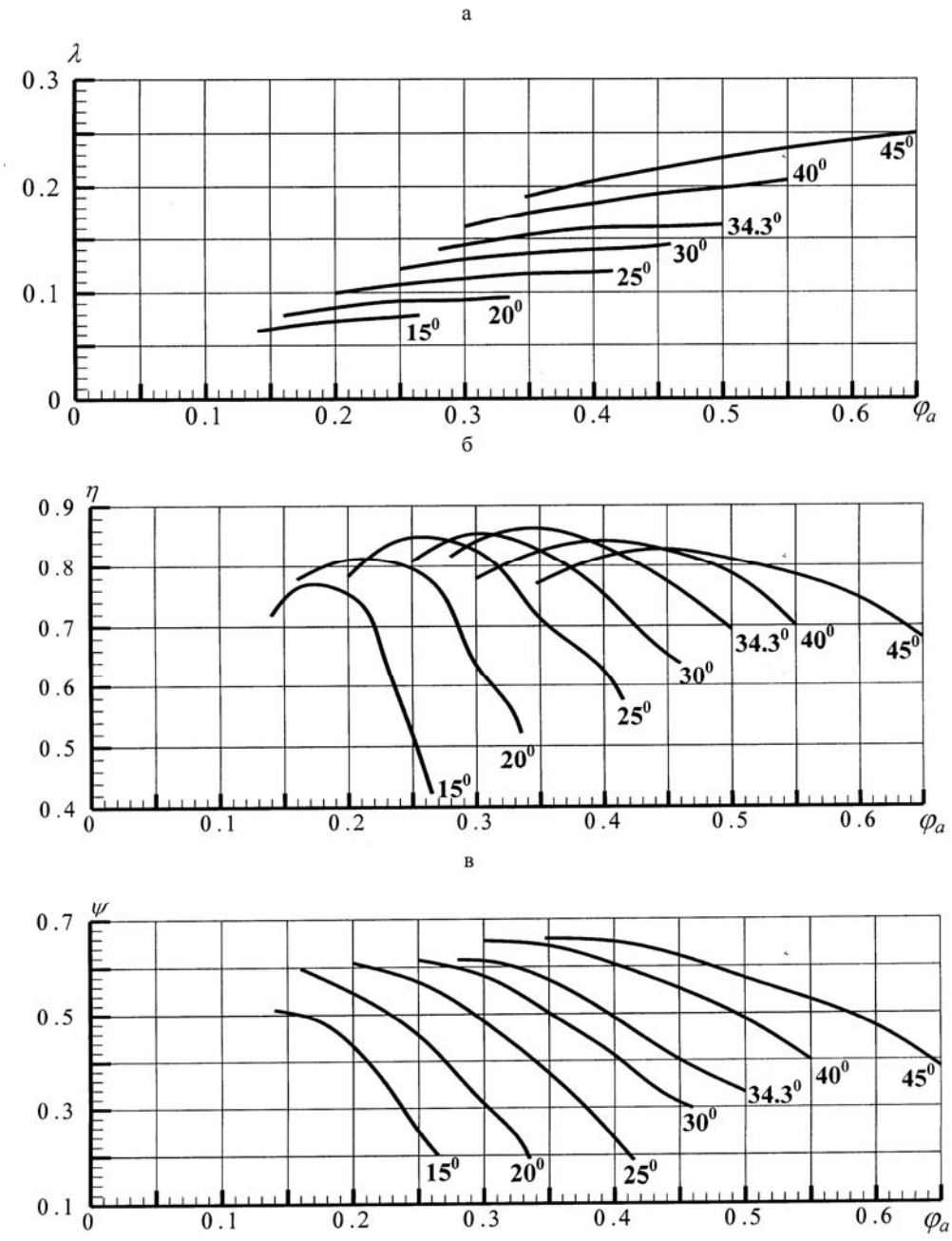


Рис. 1. Расчетные регулировочные характеристики вентилятора ВО-30ВК ($\theta = 34.3^{\circ}$ – исходная характеристика): а - зависимость мощности $\lambda(\varphi_a)$, б – КПД $\eta(\varphi_a)$, в – полного давления $\psi(\varphi_a)$

тилятора; ν =0.6 – относительный диа- метр втулки РК;

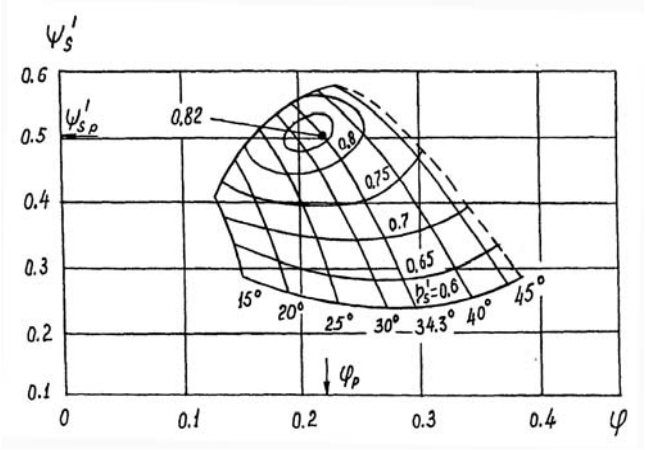


Рис. 2. Расчетные аэродинамические характеристики шахтной установки с вентиля-тором ВО-30ВК (схема К-СА, $\nu = 0.6$, $\zeta = 0.27$);

- - - -характеристика с учетом эксперимента; ψ_{Sp}' и φ_p - значения коэффициентов статического давления и производительности на расчетном режиме установки

z_K= 8 – число лопаток РК; z_{CA}= 23 – число лопаток СА; θ_K^* =34.3^0; ν_K =31.2^0; $\bar{r} = 0.825$; $m_1 = 0.5$; $m_{1*} = 0.435$; $m_2 = 0.046$; $\tau_K = 0{,}806$ - густота решетки профилей РК; $\delta_1 = 90^0$; $\beta_1^* = 22.8^0$; $\beta_2^* = 40.4^0$; ψ_{Tj} = 0.781; 0.753; 0.688; 0.625; 0.56, соответственно при $\varphi_{aj} = 0.28$; 0.3; 0.347; 0.4; 0.45. Параметры исходной аэродинамической характеристики $\lambda(\varphi_a), \eta(\varphi_a), \psi(\varphi_a)$ на расчетном угле $\theta_K^* = 34.3^0$ представлены на рис. 1.

Анализ регулировочных характеристик вентилятора ВО-30ВК (рис. 1) показывает, что в диапазоне изменения коэффициентов полного давления $\psi = 0.45 - 0.6$ и среднерасходной ско-рости $\varphi_a = 0.2 - 0.525$ полный КПД вентилятора имеет достаточно высокие значения и изменяется в пределах $\eta = 0.8 - 0.86$.

На основе регулировочных характеристик (рис.1) рассчитаны аэродинамические характеристики шахт-ной установки с вентилятором ВО-30ВК (рис. 2), при этом коэффициент потерь давления в установке принят $\zeta = 0.27$ [4].

На рис. 2 видно, что в диапазоне статического КПД установки с вентилятором ВО-30ВК $\eta_S' = 0.6 - 0.82$ (в зоне экономического использования вентилятора) достигаются значения коэффициента статического давления установки в пределах $\psi_S' = 0.25 - 0.56$ при изменении коэффициента расхода в диапазоне $\varphi = 0.13 - 0.38$.

Заключение

С использованием результатов теоретических и экспериментальных исследований осевых вентиляторов с профильными лопатками рабочего колеса разработана методика расчета регулировочных характеристик осевых вентиляторов со сдвоенными листовыми лопатками, позволяющая на стадии проектирования вентилятора оценить диапазоны изменения коэффициентов полного и статического давлений, расхода и мощности в зоне экономического использования вентилятора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Петров Н.Н., Попов Н.А., Батяев Е.А., Новиков В.А.* Теория проектирования реверсивных осевых вентиляторов с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса//ФТПРПИ. - 1999, № 5. – С. 79-92.
2. *Брусиловский Н.В.* Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.
3. *Попов Н.А., Петров Н.Н.* К вопросу расчета аэродинамической характеристики шахтного осевого вентилятора с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса//Горный информационно – аналитический бюллетень. – М.: Изд-во МГГУ, 2002. - № 2. – С. 211-215.
4. *Захарчук Г.И.* Рациональные компоновки выходных элементов шахтных установок с осевыми вертикальными вентиляторами // Стационарное оборудование шахт. – Донецк: ВНИИГМ им. М.М.Федорова. – 1987. – С. 156-164.

Коротко об авторах

Попов Н.А., Юркин И.А., Белоусова А.С. – Институт горного дела СО РАН, г. Новосибирск.

© А.К. Семенченко, О.Е. Шабаев, Д.А. Семенченко, Н.В. Хиценко, 2006

УДК 622.232

А.К. Семенченко, О.Е. Шабаев, Д.А. Семенченко, Н.В. Хиценко

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЕКТОРА ВНЕШНЕГО ВОЗМУЩЕНИЯ НА АКСИАЛЬНОЙ КОРОНКЕ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Неделя орняка-2005 семинар № 16

Технический уровень и эффективность работы проходческих комбайнов в значительной степени определяются параметрами коронки исполнительного органа и его привода.

Необходимость обеспечения высокой конкурентоспособности отечественных проходческих комбайнов делает актуальной задачу выбора на стадии их создания и модернизации оптимальных параметров аксиальной коронки, которой в настоящее время оснащаются многие комбайны. Успешное решение этой задачи может быть достигнуто на основе математической мо-

дели оптимизации режимных и конструктивных параметров коронки позволяющей широко использовать компьютерные технологии проектирования.

Следует отметить, что изученность формирования вектора внешнего возмущения, обуславливающего динамическую нагруженность комбайнов, удельные энергозатраты на разрушение, а следовательно производительность и надежность машины, нельзя признать достаточной. Существующие методики задания вектора внешнего возмущения не учитывают пространственного характера стружкообразования, а также изменения кинематических параметров резцов.

Это обуславливает необходимость разработки математической модели формирования вектора внешнего возмущения на аксиальной коронке при ее взаимодействии с разрушаемым массивом во всех возможных режимах работы.

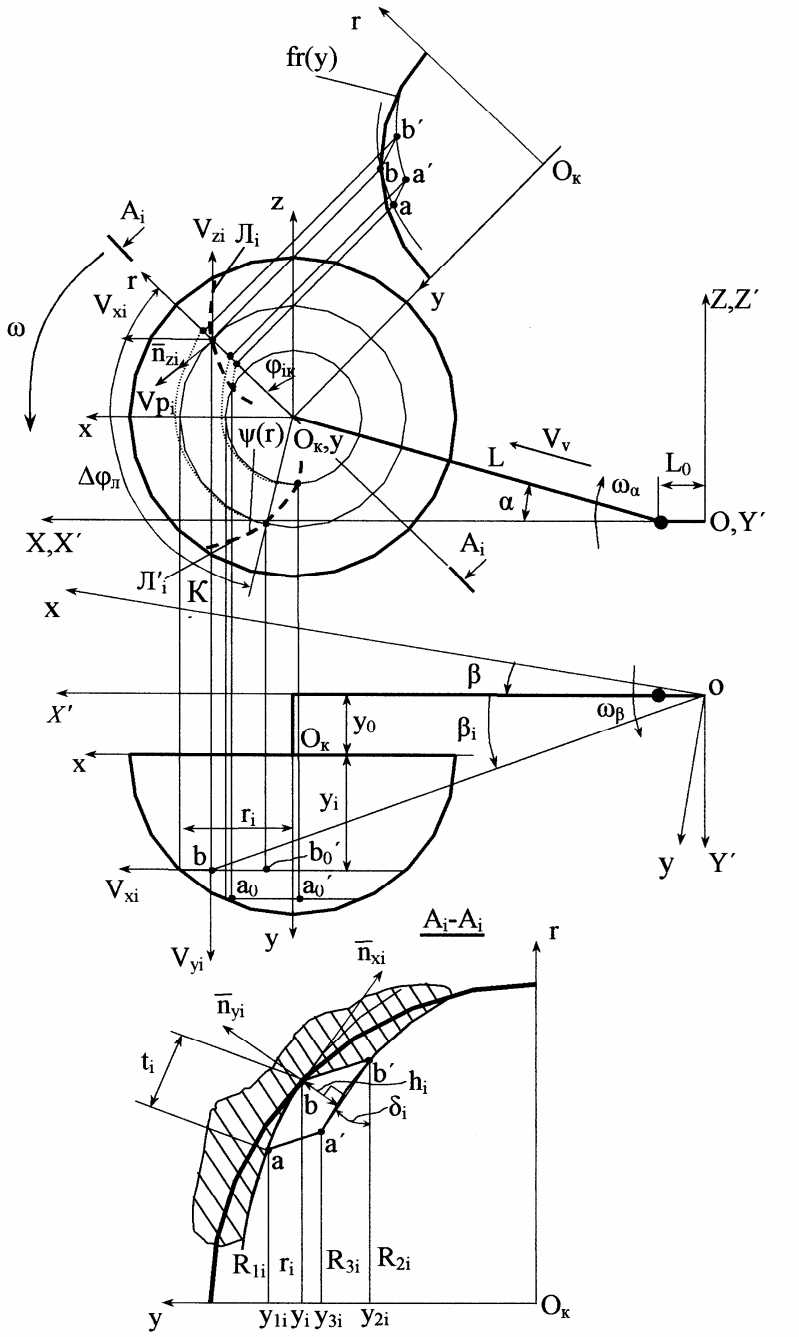
Для задания вектора внешнего возмущения требуется разработка математической модели определения толщины и ширины среза и изменений кинематических задних и боковых углов резцов аксиальной коронки, в процессе разрушения массива. При разработке этой модели были приняты следующие исходные положения:

- толщина среза резца определяется как расстояние до поверхности разрушаемого массива, формируемой резцами опережающей лопасти в сечении забоя плоскостью, проходящей через вершину резца и ось вращения коронки;

- ширина среза резца определяется как расстояние между вершиной резца и вершиной опережающего резца (находящегося на соседних линиях резания) в сечении забоя плоскостью проходящей через его вершину и ось вращения коронки.

С учетом принятых положений была разработана расчетная схема для определения параметров среза и кинематических изменений углов резцов аксиальной коронки (рисунок).

На схеме показаны: OXYZ - неподвижная система координат, жестко связанная с забоем; OX′Y′Z′ - неподвижная система координат, совпадающая с положением системы OXYZ при ее повороте вокруг оси OZ на угол поворота стрелы в горизонтальной плоскости β ; $O_к$xyz - система координат жестко связанная с осью вращения коронки, оси которой параллельны осям системы координат OX′Y′Z′; $\underline{A_i\text{-}A_i}$ - сечение забоя, в рассматриваемой момент времени, плоскостью, проходящей через вершину i-го резца и ось вращения коронки; $O_к$yr - система координат, задающая положение i-го резца и резцов формирующих поверхность забоя в сечении $\underline{a_i\text{-}a_i}$ и определяющих его параметры среза; $Л_i$ – лопасть на которой установлен i-й резец и опережающий резец в соседней линии резания; $Л'_i$ – опережающая лопасть, на которой установлены резцы, формирующие поверхность забоя для i-го резца в сечении $\underline{A_i\text{-}A_i}$; a_0 и a_0',b_0' - положения в рассматриваемый момент времени вершины опережающего резца и резцов, формирующих поверхность забоя для этого резца; a и a′,b′ - положения вершин резцов, формирующих поверхность забоя для i-го резца в сечении $\underline{A_I\text{-}A_I}$; r_i,R_{1i},R_{2i},R_{3i} и y_i,y_{1i},y_{2i},y_{3i} – координаты вершин i-го резца и резцов формирующих поверхность забоя в сечении $\underline{A_i\text{-}A_i}$; h_i, t_i и δ_i – толщина, ширина среза i-го резца и угол наклона поверхности забоя к оси or в сечении $\underline{A_i\text{-}A_i}$; $\Delta\alpha_{xi}$,$\Delta\alpha_{yi}$ и $\Delta\alpha_{zi}$ - кинематическое уменьшение соответственно бокового, заднего и переднего углов i-того резца; $\bar{n}_{xi}$,$\bar{n}_{yi}$ и $\bar{n}_{zi}$ - единичные векторы противоположно направленные составляющим усилия резания на i-м резце (соответственно боковой, по задней грани и силы резания); φ_i и $\Delta\varphi_л$ – углы положения i-го резца на к-ой лопасти и угол сдвига лопастей коронки: $fr(y)$ и $\psi(r)$ - зависимости для задания боковой поверхности коронки и углов смещения резцов на лопастях; α и β –



Расчетная схема для определения параметров среза и кинематических изменений углов на i-ом резце аксиальной коронки

угол подъема стрелы и ее поворота в горизонтальной плоскости в рассматриваемый момент времени; V_v и $\omega,\omega_\alpha,\omega_\beta$ – скорость выдвижения стрелы и, соответственно, угловые скорости вращения коронки и поворота стрелы в вертикальной и горизонтальной плоскостях; Vp и V_{xi},V_{yi},V_{zi}- скорость резания и составляющие скорости подачи i-го резца в системы координат OX´Y´Z´, в рассматриваемый момент времени.

С учетом расчетной схемы была разработана математическая модель определения параметров реза и кинематических изменений углов резцов аксиальной коронки.

В интегрированном виде эта модель может быть представлена

$$\overline{Y}_p = \overline{F}_p(\overline{X}_p(\overline{Y}_{сн}, \overline{R}); \overline{P}_{сп}), \qquad (1)$$

где

$\overline{Y}_p = (h_i, t_i, \Delta\alpha_{xi}, \Delta\alpha_{yi}, \Delta\alpha_{zi}, \overline{n}_{xi}, \overline{n}_{yi}, \overline{n}_{zi}, i = \overline{1, Ni})$

- выходной вектор параметров процесса разрушения массива резцами лопасти аксиальной коронки; $\overline{F}_p$ - вектор функция определения параметров процесса разрушения массива резцами лопасти аксиальной коронки; $\overline{X}_p(\overline{Y}_{сн}, \overline{R})$ - входной вектор, компонентами которого являются схема набора коронки $\overline{Y}_{сн}$ и вектор параметров режима ее работы $\overline{R}(L, \alpha, \beta, \omega, V_v, \omega_\alpha, \omega_\beta)$; $\overline{P}_{сп}$ - вектор параметров системы подачи исполнительного органа.

Зависимости для определения параметров режима работы аксиальной коронки (составляющие вектора $\overline{R}$) для различных технологических операций и зон разрушения массива приведены в таблице.

При известных значениях скорости подачи исполнительного органа $V_п$, высоте фрезерования H, величины расстояния до боковой поверхности выработки B на высоте H от продольной оси комбайна, величины заглубления коронки вдоль горизонтальной оси выработки $B_з$, шаге фрезерования ΔH и числе положений коронки для описания технологических операций N_s, значение параметров необходимое для определения составляющих вектора $\overline{R}$ определяются по зависимостям (2)

$$\begin{aligned} \alpha_0 &= \arcsin\frac{H - H_0}{L}; \\ \beta_1 &= \arcsin\frac{y_0}{L\cos\alpha_0 + L_0}; \\ \beta_s &= \arcsin\frac{B}{L\cos\alpha_0 + L_0} - \beta_1; \\ \Delta\beta_s &= \arcsin\left(\frac{y_m}{L\cos\alpha_0 + L_0}\right). \end{aligned} \qquad (2)$$

Исходными данными определения вектора внешнего возмущения, формируемого на аксиальной коронке при разрушении массива, является: вектор параметров разрушения массива резцами лопасти коронки

$\overline{Y}_{p_{ni}} = \{h_{ni}, t_{ni}, \Delta\alpha_{y_{ni}}, \Delta\alpha_{x_{ni}}, \overline{n}_{x_{ni}}, \overline{n}_{y_{ni}}, \overline{n}_{z_{ni}}, i = \overline{1, N}_i, n = \overline{1, N}_n\}$,

определяемый с использованием математической модели (1, 2); вектор составляющих усилий резания на резцах лопасти

$\overline{P}_{p_{ni}} = \{PX_{ni}, PY_{ni}, PZ_{ni}, i = \overline{1, N}_i, n = \overline{1, N}_n\}$;

число лопастей на коронке $Nз$.

При известной величине m (номера прослойка разрушаемого резцом) значения составляющих усилий резания на резцах определяются по зависимостям:

$$PX_{ni} = fx_m(\overline{Y}_{p_{ni}}); \quad PY_{ni} = fy_m(\overline{Y}_{p_{ni}}); \quad PZ_{ni} = fz_m(\overline{Y}_{p_{ni}}),$$

где PX_{ni}, PY_{ni}, PZ_{ni} - соответственно боковое усилие, сила подачи и сила резания на i-том резце лопасти при n-том положении коронки по углу ее поворота; $fx_m(\overline{Yp}), fy_m(\overline{Yp}), fz_m(\overline{Yp})$ - зависимости определения составляющих силы

разрушения $\overline{Pp}_{ni}$ для прослойка массива разрушаемого резцом.

В интегрированном виде математическая модель определения вектора внешнего возмущения и его основных параметров как ФЗЭ запишется

$$\overline{Y}_{в}\{M_n, F_{xn}, F_{yn}, F_{zn}; M, F_x, F_y, F_z; kM, kF_x, kF_y, kF_z\} = \overline{F}_{в}(\overline{Y}p_{ni}, \overline{P}p_{ni}, Nз). \quad (3)$$

Здесь $\overline{Y}_{в}$ - выходной вектор, компонентами которого являются: составляющие вектора внешнего возмущения $\overline{Y}_{вв}(M_n, F_{xn}, F_{yn}, F_{zn})$ и его параметры $\overline{P}_{вв}(M, F_x, F_y, F_z; kM, kF_x, kF_y, kF_z)$; $\overline{F}_{в}$ - вектор функция определения вектора внешнего возмущения, действующего на аксиальную коронку от разрушаемого массива; M'_n, FX_n, FY_n, FZ_n - вектор внешнего возмущения, действующий на коронку (при ее n-ом положении по углу поворота) от усилий разрушения массива резцами лопасти, компонентами которого являются момент сопротивления и составляющая главного вектора внешних сил с системе координат коронки; $M_n, F_{xn}, F_{yn}, F_{zn}$ - вектор внешнего возмущения от разрушаемого массива, действующий на коронку в n-том положении; M, F_x, F_y, F_z и kM, kF_x, kF_y, kF_z - средняя величина и коэффициенты неравномерности составляющих вектора внешнего возмущения, действующего на коронку от разрушаемого массива за один ее оборот.

Модели (1, 2, 3) позволяют определить составляющие вектора внешнего возмущения, его основные характеристики в различных режимах работы коронки и может быть использована для анализа влияния параметров коронки на эффективность работы исполнительного органа и обоснования его рациональных параметров.

Выводы:

1. Разработана математическая модель определения параметров вектора внешнего возмущения, формируемого на исполнительном органе с аксиальными коронками в различных режимах его работы при обработке про-ходческого забоя. Модель представляет совокупность следующих взаимно увязанных математических моделей:

- разрушаемого массива и поверхности забоя в различных режимах его обработки для оценки контактирования резцов с этим массивом;
- определения параметров процесса разрушения массива резцами коронок;
- определения параметров вектора внешнего возмущения, действующего на аксиальные коронки при разрушении массива.

2. Разработанная математическая модель определения параметров процесса разрушения массива аксиальной коронкой позволяет определять толщину и ширину среза на резцах, а также кинематические изменения углов резцов и единичные векторы, противоположно направленные составляющим сил резания на резцах, для различных режимов работы исполнительного органа при различных положениях коронок по углу поворота по известным параметрам схемы набора режущего инструмента и системы подачи исполнительного органа.

Коротко об авторах

Семенченко А.К., Шабаев О.Е., Семенченко Д.А., Хиценко Н.В. – Донецкий национальный технический университет.