Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института
им.Г.В.Плеханова, т. LXIX, вып.1, 1975 г.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГРЕБКОВО-РОТОРНОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

В.И.МОРОЗОВ

Взаимодействие гребково-роторного исполнительного органа со штабелем[x] схематично показано на рисунке. Ротор 1 с несколькими рядами гребков 2 установлен на раме 3, которая шарниром 4 закреплена на корпусе машины. Гребки, вращаясь с окружной скоростью v_r, захватывают погружаемый материал из штабеля и подают его на приемную плиту 5, на которой находится конвейер 6, передающий погружаемый материал на последующее транспортное устройство. При достаточной силе тяжести ротора, сравнительно мелком материале и соответствующей скорости подачи машины на штабель количество материала, захваченного одним рядом гребков, зависит от площади между гребками (на рисунке заштриховано) и ширины фронта гребков B. С учетом осыпания материала по бокам тела выпирания перед гребками, максимальный объем захваченного материала за один оборот ротора

$$V_1 = V_p - V_2 - 2V_3 , \qquad (1)$$

где $V_p = \pi R^2 B$ – общий условный объем ротора (цилиндра с радиусом основания R и высотой, равной ширине фронта гребков B); V_2 – объем внутренней части цилиндра, занятый валом ротора и деталями крепления гребков на роторе; V_3 – объем усеченного конуса, образованного из-за осыпания погружаемого материала по бокам тела выпирания под углом естественного откоса α.

При угле $\alpha = 45^0$ и с учетом принимаемого в исполнительном органе ротора соотношения радиусов $r = 1/3\,R$

---

[x] В.И.Морозов, И.П.Иванов. Кинематика исполнительного органа гребково-роторной погрузочной машины. – Зап. ЛГИ, 1970, т. 60, вып. 1.

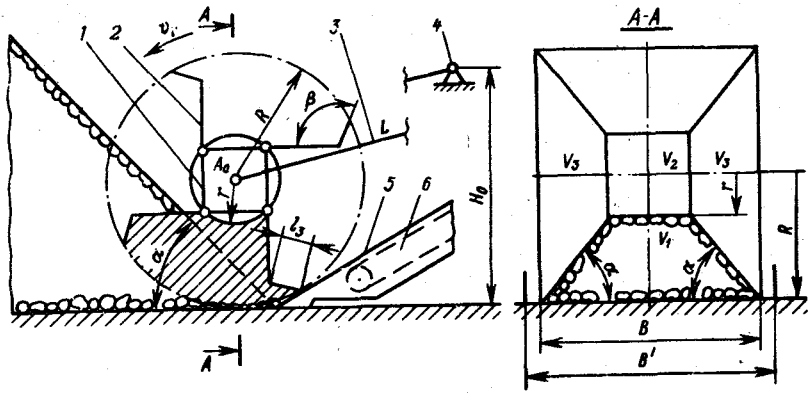


Схема к определению коэффициента заполнения исполнительного органа

$$V_1 = \pi\left[R^2B - r^2\left(B - 2\frac{R-r}{tg\alpha}\right) - \frac{2}{3tg\alpha}\left(R^3 - r^3\right)\right] =$$

$$= \pi\left(\frac{8}{9}R^2B - \frac{40}{81}R^3\right) = 2{,}82R^2B - 1{,}55R^3 . \qquad (2)$$

Максимальный коэффициент заполнения исполнительного органа

$$\phi_{max} = \frac{V_1}{V_p} = \frac{2{,}82R^2B - 1{,}55R^3}{\pi R^2 B} = \frac{0{,}9B - 0{,}5R}{B} \qquad (3)$$

Фактический коэффициент заполнения ϕ меньше максимального, определенного по формуле (3), потому что погружаемый материал при периодических подъемах оси ротора A_0 при каждом нагребании снимается не сегментом, как это показано на рисунке, а "стружкой", толщина которой зависит от крупности кусков. По результатам экспериментальных исследований расчетный коэффициент заполнения исполнительного органа $\phi = (0{,}5 \div 0{,}6)\,\phi_{max}$. Меньшее значение коэффициента заполнения берется при более крупном материале, большее – при мелком.

Производительность исполнительного органа может быть определена через его условный объем с учетом принятого коэффициента заполнения:

$$Q = 60\pi R^2 B \phi n , \qquad (4)$$

где n – частота вращения ротора, об/мин.

Из формулы (4), выразив частоту вращения ротора через окружную скорость гребка $v_г$, а ширину фронта гребков через радиус ротора, находим радиус ротора

$$R = \sqrt{\frac{Q}{1800\,K_в \phi\, v_г}} , \qquad (5)$$

где $K_в = \frac{B}{R}$ – коэффициент ширины фронта гребков, зависящий от крупности погружаемого материала и условий работы машины ($K_в$ = = 1,0÷2,0; меньшее значение – для крупного, большее – для мелкого материала).

В зависимости от крупности погружаемого материала окружная скорость гребков $v_г$ = 0,5÷1,0 м/с, меньшее значение – для крупного, большее – для очень мелкого сыпучего материала. Частота вращения ротора определяется по принятой окружной скорости гребков и найденному по формуле (5) радиусу ротора.

Все остальные геометрические размеры элементов исполнительного органа можно определить через радиус ротора или размеры максимального куска погружаемого материала a_{max} . Эти оптимальные соотношения установлены экспериментально: ширина фронта гребков B = = $K_в R$; ширина приемного лотка $B' = 1,1\,B$; высота заделки на машине шарнира рукояти $H_0 \leqslant R$; длина рукояти L = 2÷2,5 R ; длина зуба гребка $l_з$ = 0,2÷0,3 a_{max} ; расстояние между зубьями принимается равным или несколько меньше длины зуба; угол наклона зубьев β = 150÷155° (что примерно соответствует радиальному направлению зубьев гребка).

Удельная производительность или масса захваченного гребками материала (в килограммах) за одно нагребание

$$q = \frac{Q\gamma}{60mn}, \qquad (6)$$

где γ – насыпная плотность погружаемого материала, кг/м^3; m – число рядов гребков на роторе (обычно m = 4, при очень крупном материале m = 3, при очень мелком m = 5).

Работа на одно нагребание

$$A_н = qA_у , \qquad (7)$$

где $A_у$ – удельная работа нагребания (по опытным данным $A_у$ = = 30÷70 Дж/кг в зависимости от крупности и насыпной плотности материала).

Работа на один оборот ротора

$$A_{об} = A_н m . \qquad (8)$$

Средний момент сопротивлений на валу ротора

$$M_{ср} = \frac{A_{об}}{2\pi} . \qquad (9)$$

На основании экспериментальных данных

$$M_{ср} = 0,8 \div 1,0\, M_ц , \qquad (10)$$

где $M_ц = G_з R$ – максимальный статический момент на валу ротора от приведенной к зубу гребка силы тяжести ротора $G_з$, Н·м.

Из соотношения (10) по максимальному значению $M_{ср}$

$$G_з = \frac{M_{ср}}{R} . \qquad (11)$$

С учетом формулы (9) мощность на валу ротора

$$N_p = \frac{M_{ср}\omega}{1000}, \qquad (12)$$

где ω – угловая скорость ротора.

Установочную мощность двигателя привода ротора можно определить по мощности на валу ротора из формулы (12) или с учетом зависимости (10) непосредственно по известной силе тяжести ротора на зубе гребка и окружной скорости гребков:

$$N_g = K\frac{G_г v_г}{1000\eta_p}, \qquad (13)$$

где K – коэффициент резерва мощности и учета пиковых нагрузок ($K = 1,2$); η_p – КПД передачи в приводе ротора.

Предлагаемая методика определения геометрических и силовых параметров гребково-роторного исполнительного органа может быть использована при проектировании и создании новых гребково-роторных погрузочных машин.