

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ ТОЛЩИНЫ РАЗГОННЫХ ЛОПАТОК РОТОРНО-ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МЕЛЬНИЦЫ

А.А. Гарабажиу

Белорусский государственный технологический университет

Представлена методика расчета оптимальной толщины разгонных лопаток роторно-центробежной мельницы. Получена эмпирическая зависимость, которая с достаточной степенью точности позволяет определять минимально допускаемую толщину разгонной лопатки мельницы в зависимости от ее текущего радиуса.

Энергосберегающая роторно-центробежная мельница с непрерывной проточной классификацией готового продукта была разработана на кафедре МиАХиСП БГТУ более десяти лет назад и остается востребованной в различных отраслях промышленности Республики Беларусь по сей день. В настоящее время сотрудниками данной кафедры под руководством профессора Левданского Э. И. разработан целый ряд энергосберегающих роторно-центробежных аппаратов аналогичного принципа действия и различной технологической направленности [1, 2].

Конструктивные особенности и принцип действия энергосберегающей роторно-центробежной мельницы с непрерывной проточной классификацией готового продукта подробно изложены в работах [2–5].

При проектировании промышленного образца данной мельницы большой практический интерес представляет расчет оптимальной толщины ее основных (или наиболее ответственных) конструктивных элементов. Методика и основные результаты расчета на прочность роторного диска и опорной плиты мельницы были представлены автором в работе [6]. Знание оптимальной толщины основных конструктивных элементов роторно-центробежной мельницы позволит обеспечить высокую надежность и долговечность эксплуатации машины в целом.

Ротор энергосберегающей мельницы с непрерывной проточной классификацией готового продукта [2–5] снабжен восемью

разгонными радиальными лопатками, которые жестко крепятся к роторному диску аппарата, перпендикулярно его верхней торцевой поверхности (рис. 1). Разгонные лопатки мельницы изготавливаются из износостойкой стали, например Сталь 35Г2 ГОСТ 4543-71, поставляемой в виде листового проката.

Разгонную лопатку мельницы можно рассчитать на прочность как консольно закрепленную балку прямоугольного сечения, нагруженную усилиями от воздействия обрабатываемого материала (P_M), находящегося в межлопастном пространстве ротора мельницы, и центробежной силы ($P_{Ц}$), на основании методики [7].

Расчетная схема разгонной лопатки мельницы представлена на рис. 1.

Для определения максимальных изгибающих моментов действующих на разгонную лопатку мельницы необходимо вначале определить численные значения центробежной силы ($P_{Ц}$) и усилия (P_M).

Центробежную силу ($P_{Ц}$), действующую на разгонную лопатку мельницы, можно определить по формуле

$$P_{Ц} = m_{л} \cdot \omega^2 \cdot r_i, \quad (1)$$

где $m_{л}$ – масса одной разгонной лопатки, кг; ω – угловая скорость вращения ротора мельницы, рад/с ($\omega = 314$); r_i – текущий радиус разгонной лопатки, м ($r_i \in [r_1, r_2]$); r_1 – начальный радиус разгонной лопатки, м ($r_1 = 0.12$); r_2 – конечный радиус разгонной лопатки, м ($r_2 = 0.3$).

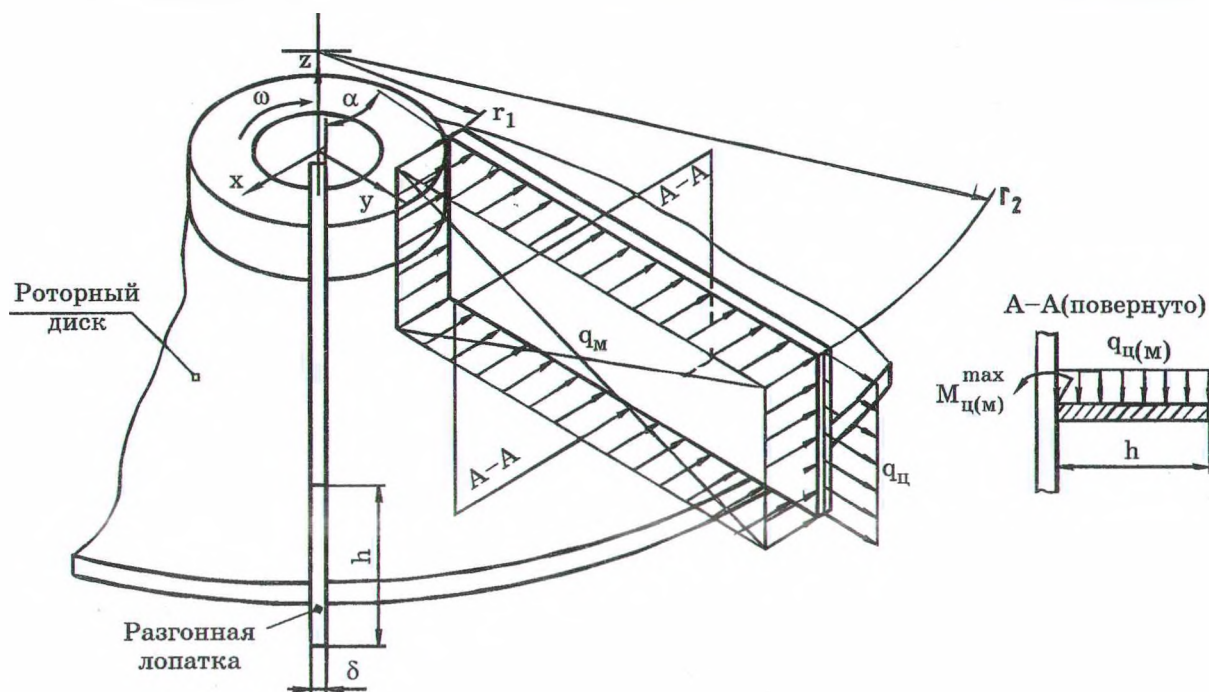


Рис. 1. Схема расчета на прочность разгонной лопатки роторно-центробежной мельницы: $r_1 = 0.12$ м; $r_2 = 0.3$ м; $\delta = 0.005$ м; $h = 0.08$ м; $\omega = 314$ рад/с; $\alpha = 45^\circ$.

При этом массу разгонной лопатки можно определить как

$$m_l = h \cdot \delta_j \cdot r_i \cdot \rho_l, \quad (2)$$

где ρ_l – плотность материала лопатки, кг/м³ ($\rho_l = 7790$ кг/м³ для Стали 35Г2 ГОСТ 4543-71); h – высота разгонной лопатки, м ($h = 0.08$); δ_j – текущая толщина лопатки, м.

Центробежная сила (P_c) равномерно распределена по всей высоте лопатки с интенсивностью (q_c) (рис. 1)

$$q_c = \frac{P_c}{h}, \quad (3)$$

Максимальный изгибающий момент (M_c^{max}) от центробежной силы (P_c) в месте крепления разгонной лопатки к роторному диску мельницы можно определить по формуле

$$M_c^{\text{max}} = \frac{1}{2} \cdot q_c \cdot h^2. \quad (4)$$

После подстановки и соответствующих преобразований формула (4) примет вид

$$M_c^{\text{max}} = \frac{1}{2} \cdot \delta_j \cdot \rho_l \cdot \omega^2 \cdot r_i^2 \cdot h^2. \quad (5)$$

Предположим, что обрабатываемый материал, в процессе работы роторно-цен-

тробежной мельницы [2–5], полностью заполняет межлопастное пространство ротора (крайний случай) и при его вращении давит на плоскую поверхность разгонных лопаток с силой (P_m).

В данном случае усилие (P_m) можно определить по следующей формуле

$$P_m = m_m \cdot g, \quad (6)$$

где m_m – масса обрабатываемого материала (например, гипса), заполняющего пространство между двумя соседними лопатками ротора мельницы, кг; g – ускорение свободного падения, м/с².

Масса обрабатываемого материала может быть вычислена по формуле

$$m_m = V_m \cdot \gamma_n, \quad (7)$$

где V_m – объем обрабатываемого материала, заполняющего пространство между двумя соседними лопатками ротора мельницы, м³; γ_n – насыпная плотность обрабатываемого материала, кг/м³ ($\gamma_n = 1200$ кг/м³ для гипса).

Предположим, что обрабатываемый материал заполняет пространство между двумя соседними лопатками ротора мельницы в форме прямой трапециидальной призмы высотой (h) и с углом раствора двух ее боковых граней (α) (рис. 1).

Тогда, после соответствующих тригонометрических преобразований, объем обрабатываемого материала (V_m) можно определить как

$$V_m = \frac{1}{2} \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot h \cdot \sin \alpha, \quad (8)$$

где α – угол между внутренними продольными поверхностями двух соседних лопаток ротора мельницы, град. ($\alpha = 45^\circ$).

Усилие обрабатываемого материала (P_m) равномерно распределено по всей высоте лопатки с интенсивностью (q_m) (рис. 1)

$$q_m = \frac{P_m}{h}. \quad (9)$$

Максимальный изгибающий момент ($M_m^{\max}$) от усилия (P_m) в месте крепления разгонной лопатки к роторному диску мельницы можно определить по формуле

$$M_m^{\max} = \frac{1}{2} \cdot q_m \cdot h^2. \quad (10)$$

После подстановки и соответствующих преобразований формула (10) примет вид

$$M_m^{\max} = \frac{1}{4} (r_2^2 - r_1^2) h^2 \gamma_n g \sin \alpha. \quad (11)$$

Результирующий изгибающий момент ($M_{изг}$) от действия центробежной силы ($P_{ц}$) и усилия (P_m) будет равен

$$\sigma_{изг} = \frac{3 \cdot h^2}{\delta_j \cdot (r_2 - r_1)} \cdot \sqrt{\frac{\delta_j^2 \cdot r_i^4 \cdot \rho_n^2 \cdot \omega^4 + \frac{1}{4} \cdot (r_2^2 - r_1^2)^2 \cdot \gamma_n^2 \cdot g^2 \cdot (\sin \alpha)^2}{\delta_j^2 + (r_2 - r_1)^2}}. \quad (17)$$

Наибольшие касательные напряжения (напряжения среза) для консольно закрепленной балки прямоугольного сечения можно определить по следующей формуле [8]

$$\tau_{cp}^{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_p}{F}, \quad (18)$$

где Q_p – результирующая поперечная сила, действующая на консольную балку в рассматриваемом прямоугольном сече-

$$M_{изг} = \sqrt{(M_u^{\max})^2 + (M_m^{\max})^2}. \quad (12)$$

Для консольно закрепленной балки прямоугольного сечения напряжение изгиба можно определить по следующей формуле

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_p}, \quad (13)$$

где W_p – результирующий момент сопротивления площади поперечного сечения разгонной лопатки, см³.

Для нашего случая

$$W_p = \sqrt{W_x^2 + W_y^2}, \quad (14)$$

где W_x , W_y – момент сопротивления площади поперечного сечения разгонной лопатки относительно оси (x) и оси (y) соответственно, см³.

Для разгонной лопатки прямоугольного сечения будем иметь (рис. 1) [8]

$$W_x = \frac{\delta_j \cdot (r_2 - r_1)^2}{6}, \quad (15)$$

$$W_y = \frac{(r_2 - r_1) \cdot \delta_j^2}{6}. \quad (16)$$

После подстановки и соответствующих преобразований формула (13) примет вид

нии, H ; F – площадь поперечного сечения балки, м².

В нашем случае

$$Q_p = \sqrt{P_u^2 + P_m^2}, \quad (19)$$

а

$$F = (r_2 - r_1) \cdot \delta_j. \quad (20)$$

Тогда после подстановки и соответствующих преобразований формула (18) примет вид

$$\tau_{cp}^{\max} = \frac{3 \cdot h}{2} \cdot \frac{\sqrt{\delta_j^2 \cdot r_i^4 \cdot q_n^2 \cdot \omega^4 + \frac{1}{4} \cdot (r_2^2 - r_1^2)^2 \cdot \gamma_n^2 \cdot g^2 \cdot (\sin \alpha)^2}}{(r_2 - r_1) \cdot \delta_j}. \quad (21)$$

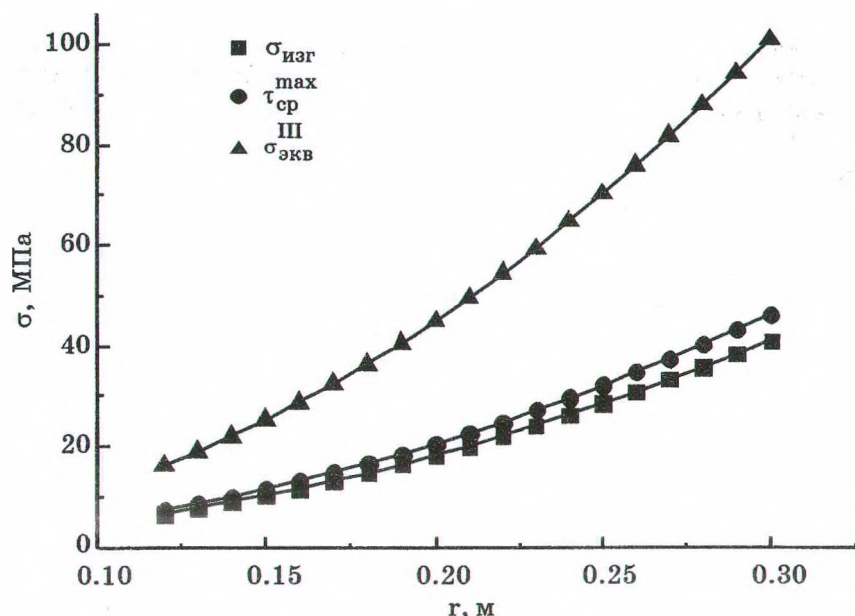


Рис. 2. Зависимость напряжений изгиба, среза и эквивалентных напряжений от текущего радиуса разгонной лопатки мельницы.

Эквивалентные напряжения, действующие на разгонную лопатку ротора мельницы, можно определить по формуле [9]

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = \sqrt{\sigma_{\text{изг}}^2 + 4 \cdot (\tau_{\text{ср}}^{\text{max}})^2} \leq [\sigma]. \quad (22)$$

На основании всестороннего анализа формул (17), (21) и (22) можно предположить квадратичный характер зависимости эквивалентных напряжений ($\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}}$) от текущей толщины разгонной лопатки (δ_j). Исходя из этого, минимально допускаемую толщину разгонной лопатки мельницы можно определить по следующей формуле [10]

$$[\delta_j] = \sqrt{\frac{\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}}}{[\sigma]}} \cdot \delta_j, \quad (23)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала лопатки, МПа ($[\sigma] = 180$).

Расчет оптимальной толщины разгонной лопатки мельницы выполнялся с использованием ЭВМ, по средствам специально разработанной программы. Основные результаты расчета оптимальной толщины разгонной лопатки мельницы представлены на рис. 2 и 3.

После аппроксимации кривой $[\delta] = f(r)$ (рис. 3) была получена эмпирическая зависимость $[\delta] = -2 \cdot 15 \cdot r^3 - 7.34/\ln r$, которая с достаточной степенью точности (схо-

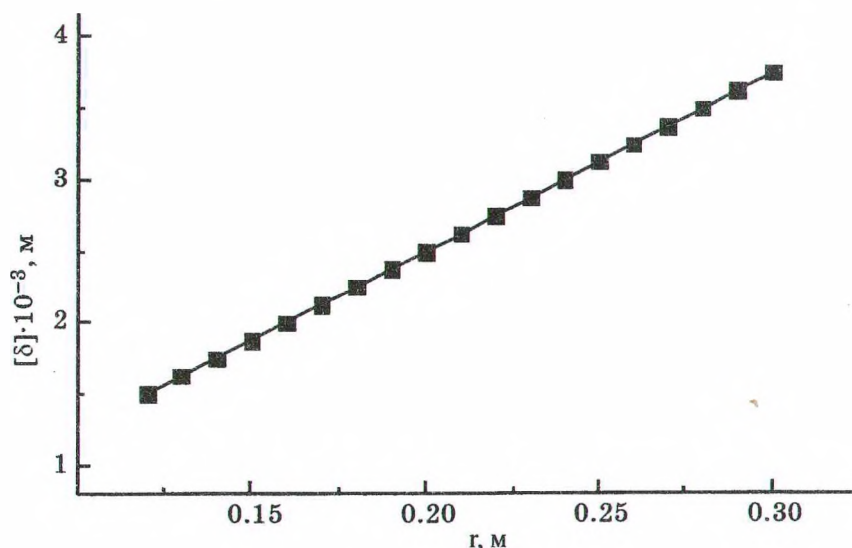


Рис. 3. Зависимость минимально допускаемой толщины разгонной лопатки мельницы от ее текущего радиуса.

димость 99%) позволяет определять минимально допускаемую толщину разгонной лопатки мельницы в зависимости от ее текущего радиуса.

Представленные в данной статье и в работе [6] методики расчета оптимальной толщины роторного диска, опорной плиты и разгонных лопаток роторно-центробежной мельницы, могут быть использованы для прочностного расчета соответствующих конструктивных элементов машин и аппаратов аналогичного принципа действия.

Библиография

1. Левданский Э. И., Левданский А. Э. Энергосбережение при измельчении. // Минск, БГТУ, 1999, 86 с.
2. Левданский А. Э., Левданский Э. И. Высокоэффективные проточные процессы и аппараты. // Минск, БГТУ, 2001, 236 с.
3. Пат. 4770 РБ, МПК 6–В 02С 13/14. Мельница / А.Э. Левданский, А.А. Гарабажиу, Э.И. Левданский, С.Э. Левданский. – Заявл. 29.04.99; Оpubл. 21.05.02 // Изобретения, 2002, № 5.
4. Гарабажиу А. А. Энергосберегающая роторно-центробежная мельница для тонкого помола сыпучих и кусковых материалов. // Архитектурно-строительное материаловедение на рубеже веков: Материалы докладов Международной интернет-конференции, 20 окт. 2002 г. / Минист. образ. РФ. БелГТАСМ. Белгород, 2002, с. 26732.
5. Гарабажиу А. А., Мурог В. Ю. Теоретические исследования процессов измельчения и классификации сыпучих материалов в роторно-центробежной мельнице / А. А. Гарабажиу, В. Ю. Мурог // Химическая промышленность. 2003. № 5. С. 3711.
6. Гарабажиу А. А. Расчет на прочность элементов конструкции роторно-центробежной мельницы // Химическая промышленность, 2006, Т. 83, № 9, с. 421–426.
7. Сергеев Б. М. Расчет на прочность деталей машин пищевых производств // М., Машиностроение, 1969, 143 с.
8. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов // М., Высшая школа, 1979, 426 с.
9. Канторович З. Б. Основы расчета химических машин и аппаратов // М., Машиностроение, 1960, 744 с.
10. Батунер Л. М., Позин М. Е. Математические методы в химической технике // Л., Химия, 1971, 824 с.