

Уральский В.И., канд. техн. наук, проф.,  
 Севостьянов В.С., д-р техн. наук, проф.,  
 Уральский А.В., канд. техн. наук, доц.,  
 Сеница Е.В., канд. техн. наук, доц.,  
 Дубинин Н.Н., канд. техн. наук, проф.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

## ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ВИБРАЦИОННО-ЦЕНТРОБЕЖНОГО АГРЕГАТА\*

WIURAL@mail.ru

В статье рассмотрены вопросы эксплуатационной надежности вибрационно-центробежного агрегата. Проведен расчет деформаций и напряжений наиболее нагруженных элементов конструкции и установлен способ их минимизации с целью обеспечения эксплуатационной надежности агрегата.

**Ключевые слова:** помольный агрегат, ударные нагрузки, эксплуатация, помольная камера, подвижная рама, деформация, напряжение.

В ходе эксплуатации центробежного помольного агрегата (ЦПА) [1, 2, 4], а также по результатам расчетов выявлено, что наиболее нагруженными рабочими элементами являются верхняя помольная камера и подвижная рама помольного блока.

Для расчета цилиндрических помольных камер на прочность необходимо определить силовое воздействие от мелющих тел на стенки камеры.

Рассмотрим верхнюю и нижнюю камеры, в которых мелющие тела совершают различные движения.

В верхней камере мелющие тела движутся возвратно-поступательно вдоль вертикальной оси с периодическими ударами о внутреннюю цилиндрическую поверхность камеры. В нижней камере мелющие тела обкатываются по внутренней цилиндрической поверхности. По результатам динамического анализа экспериментального образца ЦПА определены величины сил, действующих от мелющей загрузки на стенки камер [4, 5]. При массе мелющих тел в камерах, равной 12 кг в каждой, максимальное значение ударной силы в верхней камере составляет  $F_v = 4800$  Н, в нижней камере максимальная величина центробежной силы составляет  $F_n = 153,6$  Н.

Из сравнения полученных результатов очевидно, что наибольшему динамическому воздействию мелющих тел подвергаются верхние помольные камеры. Следовательно, расчеты на прочность необходимо выполнять в первую очередь для этих камер.

В верхней камере установлено появление пластических деформаций в виде «бочкообразной» поверхности (рис. 1).



Рис. 1. Деформация корпуса верхней помольной камеры

В подвижной раме экспериментального образца ЦПА появились трещины в местах сварки.

Таким образом, необходим расчет деформаций указанных элементов конструкции и установление способов их минимизации с целью обеспечения эксплуатационной надежности агрегата.

Корпус помольной камеры представляет собой тонкостенный цилиндр, т.к. толщина его стенки меньше 1/10 среднего радиуса цилиндра. При расчете тонкостенных цилиндров предполагается, что в окружном направлении напряжения постоянны по толщине стенки, а в радиальном – отсутствуют [6].

Цилиндрический корпус камеры с внутренним радиусом  $r_1$  (м) и наружным  $r_2$  (м) находится под действием внутренней нагрузки от мелющих тел  $q$  (Па), распределенной по поверхности контакта [7] (рис. 2).

Для определения напряжений и деформаций рассматривается некоторый элемент  $abcd$ , выделенный в кольце, образованном двумя сечениями, перпендикулярными к оси цилиндра и находящимися друг от друга на расстоянии, равном единице (рис. 3).

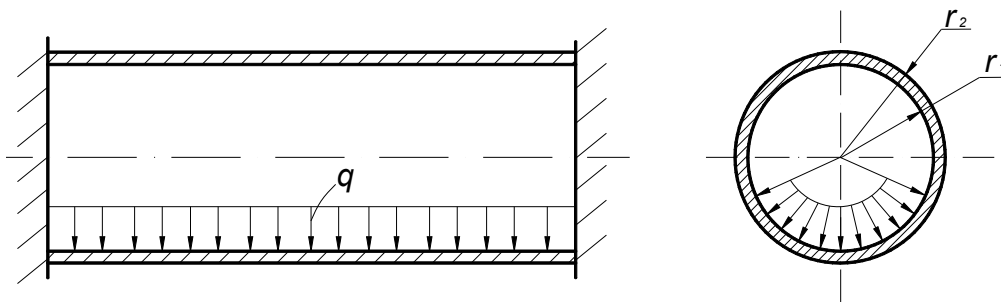


Рис. 2. Схема действия нагрузки от мелющих тел

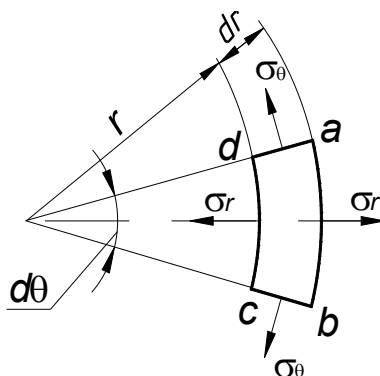


Рис. 3. Напряжения в элементе цилиндрической поверхности

В случае действия на цилиндр внутренней распределенной нагрузки согласно [6] окружные напряжения  $\sigma_{\theta}$  (Па) перемещение  $u$  (м) цилиндрической поверхности радиуса  $r$  (м) определяются по формулам:

$$\sigma_{\theta} = \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( 1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) q; \quad (1)$$

$$u = \frac{1 - \mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 q}{r_2^2 - r_1^2} r + \frac{1 + \mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 r_2^2 q}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r}, \quad (2)$$

где  $E$  – модуль упругости, Па;  $\mu$  – коэффициент Пуассона.

Наибольшее значение окружного напряжения будет у внутренней поверхности при  $r = r_1$

$$\sigma_{\theta(r=r_1)} = \frac{1 + \delta^2}{1 - \delta^2} q. \quad (3)$$

Радиальное перемещение у внутренней поверхности

$$u_{(r=r_1)} = \frac{r_1}{E} \left( \frac{1 + \delta^2}{1 - \delta^2} + \mu \right) q, \quad (4)$$

где  $\delta = \frac{r_1}{r_2}$ .

Представленные зависимости справедливы при статическом действии нагрузки. В действительности корпус камеры испытывает циклическую ударную нагрузку.

Напряжения  $\sigma_d$  и деформации  $f_d$ , возникающие при изгибающем ударе, определяются в соответствии с выражениями:

$$\sigma_d = k_d \sigma_{ст} \quad (5)$$

$$f_d = k_d f_{ст}, \quad (6)$$

где  $\sigma_{ст}$  – напряжение при статическом действии нагрузки, Па;  $f_{ст}$  – деформация при статическом действии нагрузки, м;  $k_d$  – коэффициент динамичности, определяемый по формуле

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{f_{cm}}}, \quad (7)$$

где  $H$  – высота падения груза, м.

В рассматриваемом случае известна кинетическая энергия удара мелющих тел, которая будет равна потенциальной энергии падающего груза, т.е.

$$M_1 g H = M_1 \frac{v_{S1}^2}{2}. \quad (8)$$

Откуда

$$H = \frac{v_{s1}^2}{2g}. \quad (9)$$

Величина  $f_{cr}$  соответствует максимальному радиальному перемещению внутренней поверхности цилиндра  $u$ . С учетом (4) и (9) получаем выражение для определения коэффициента динамичности

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{Ev_{s1}^2}{qr_1g \left( \frac{1+\delta^2}{1-\delta^2} + \mu \right)}}. \quad (10)$$

Расчеты напряжений и деформаций для конкретных условий нагружения помольной камеры экспериментального образца ЦПА выполнены с использованием профессионального конечно-элементного расчетного комплекса ANSYS, позволяющего решать задачи прочности конструкций.

Полученные результаты представлены на рисунках 4 и 5.

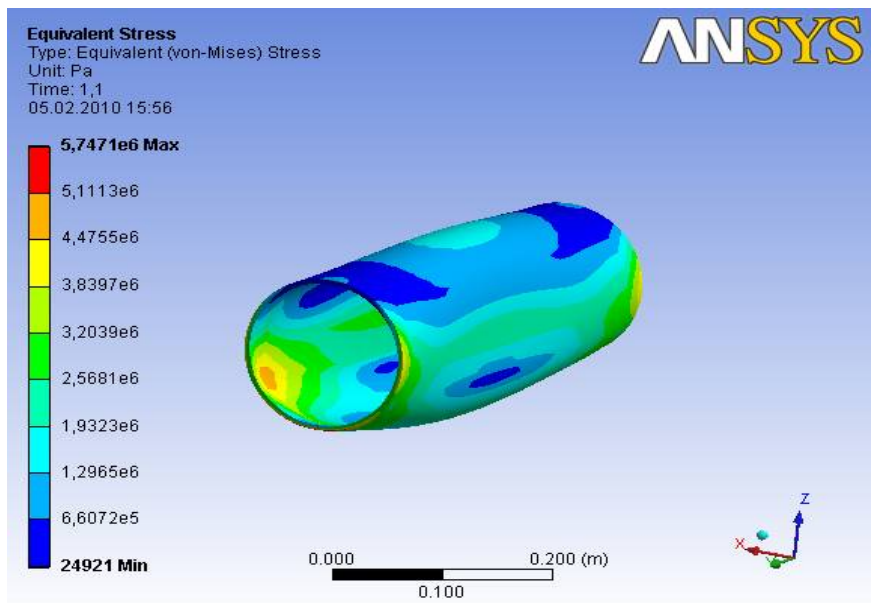


Рис. 4. Напряжения в корпусе камеры от действующих сил

Выполнив серию расчетов при варьировании нагрузки на корпус камеры и с учетом возможных отклонений значения предела прочности материала в зависимости от термообработки, получаем следующие значения величин, входящих в выражение (11):  $\bar{\sigma} = 5,04$  МПа;  $\bar{\sigma}_{lim} = 591$  МПа;  $S_{\sigma} = 0,167$  МПа;  $S_{lim} = 94,0$  МПа.

В итоге  $u_p = -6,23$  и в соответствии с рекомендациями [3] имеем вероятность безотказной работы по критерию прочности  $P = 1$  с большим

Запасом, т.к.  $P = 1$  наступает уже при  $u_p = -3,9$ . В ходе проведения экспериментальных исследований и опытной эксплуатации помольного агрегата проводились контрольные замеры диаметров корпуса верхней камеры, вследствие чего установлено – деформации отсутствуют.

Исходя из полученных результатов и с целью создания рациональной конструкции помольной камеры, целесообразно для изготовления корпусов использовать менее прочный материал, например, Сталь 10 (ГОСТ 1050-88), для которой  $\bar{\sigma}_B = 340$  МПа. Возможно также

Корпуса помольных камер экспериментального образца агрегата изготовлены из стали 40Х (ГОСТ 4543 -71), внутренний диаметр камеры  $d_1 = 0,15$  м, наружный диаметр –  $d_2 = 0,16$  м

По результатам расчетов получены максимальные значения напряжения  $\sigma_d = 5,7$  МПа и деформации  $f_d = 3,1 \cdot 10^{-3}$  мм.

Вероятность безотказной работы корпуса камеры по критерию прочности можно определить в зависимости от квантили, найденной по формуле [3].

$$u_p = - \frac{\bar{\sigma}_{lim} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{lim}^2 + S_{\sigma}^2}}, \quad (11)$$

где  $\bar{\sigma} = \bar{\sigma}_d$  – среднее значение напряжения, МПа;  $\bar{\sigma}_{lim} = \bar{\sigma}_B$  – среднее значение предела прочности материала корпуса, МПа;  $S_{\sigma}$  – среднее квадратичное отклонение величины  $\bar{\sigma}$ , МПа;  $S_{lim}$  – среднее квадратичное отклонение величины  $\bar{\sigma}_{lim}$ , МПа.

уменьшение толщины стенки корпуса до 3,5 мм при условии изготовления его из Стали 30

(ГОСТ 1050-88), для которой  $\bar{\sigma}_B = 500$  МПа.

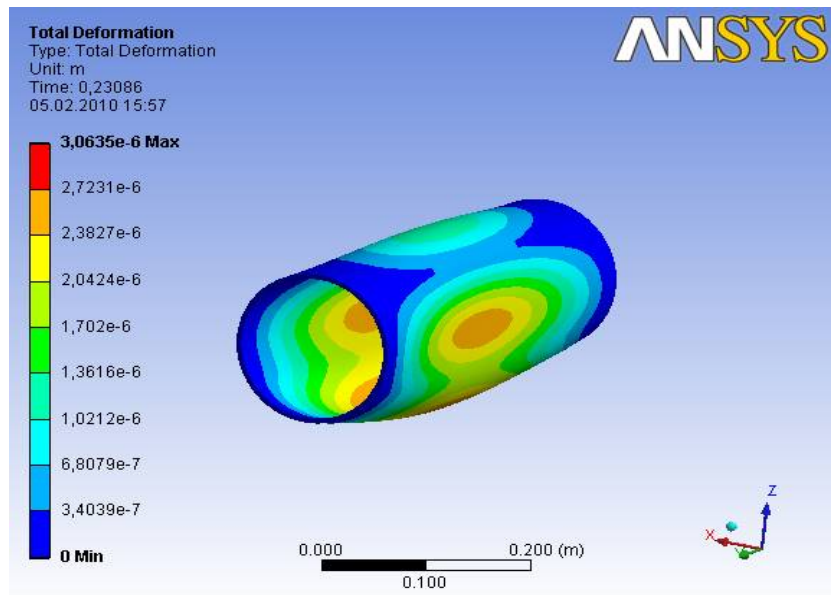


Рис. 5. Деформации корпуса камеры от действующих сил

Подвижные рамы являются составными частями конструкции помольного агрегата и испытывают воздействие как статических, так и динамических нагрузок, вызываемых силами тяжести конструкции и мелющей загрузки, центробежными силами. Основная нагрузка приходится на элементы нижних шарниров. По ре-

зультатам кинестатического анализа рычажного механизма выявлено, что реакции в этих шарнирах принимают максимальные значения при угле поворота эксцентрикового вала помольного блока, равном  $\varphi_0 = 270^\circ$ . Схема действия сил в этом положении представлена на рис. 6.

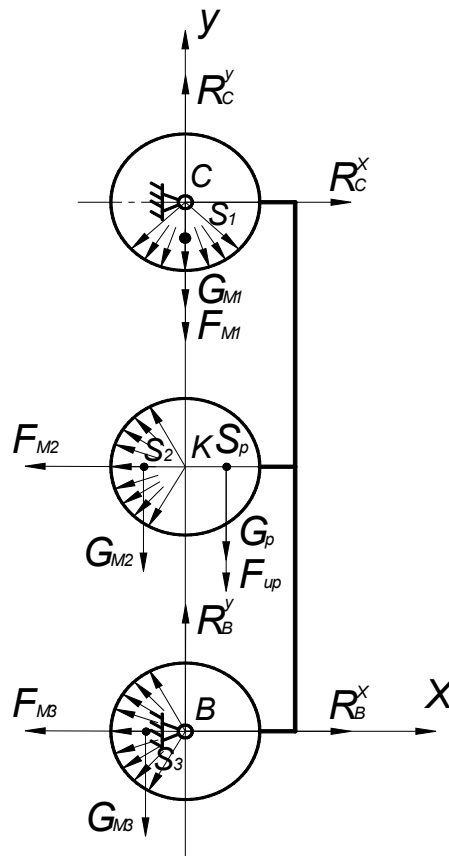


Рис. 6. Схема действия сил на подвижную раму

Подвижная рама представляет собой сварную конструкцию из швеллеров № 8, №10. Помольные камеры крепятся к раме при помощи болтовых соединений. В результате действия сил в камерах нагрузка передается на раму в местах крепления камер к раме.

Получаем расчетную схему подвижной рамы, представленную на рис. 7.

На схеме точки  $m'$  и  $m''$ ,  $k'$  и  $k''$ ,  $f'$  и  $f''$  – места крепления верхней, средней и нижней камер соответственно.

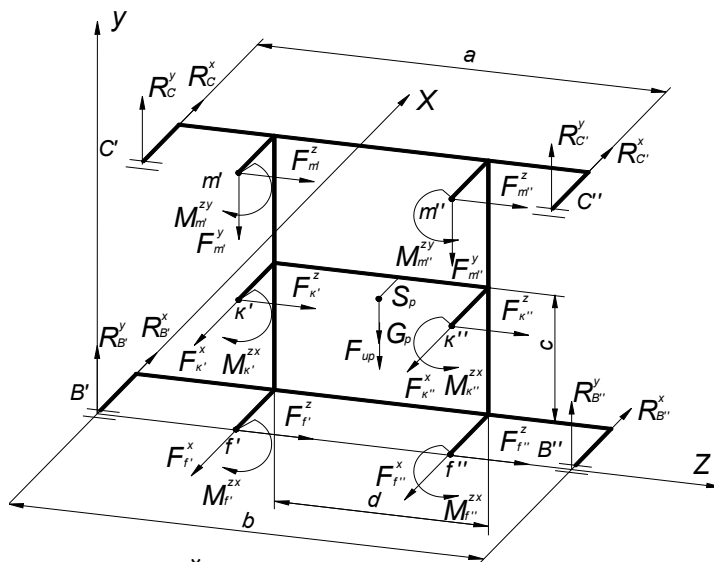


Рис. 7. Расчетная схема подвижной рамы помольного блока

В точках  $m'$  и  $m''$  действуют поперечные силы и моменты

$$F_{m'}^y = F_{m''}^y = \frac{q_1 l}{2} \quad (12)$$

$$M_{m'}^{zy} = M_{m''}^{zy} = \frac{q_1 l^2}{12}, \quad (13)$$

где  $q_1$  – распределенная нагрузка в верхней камере, Па;  $l$  – длина камеры, м.

Продольные силы  $F_{m'}^z = F_{m''}^z = 0$ .

В точках  $k'$  и  $k''$  действуют поперечные силы и моменты

$$F_{k'}^x = F_{k''}^x = \frac{q_2 l}{2} \quad (14)$$

$$M_{k'}^{zx} = M_{k''}^{zx} = \frac{q_2 l^2}{12}, \quad (15)$$

где  $q_2$  – распределенная нагрузка в средней камере, Па;

Продольные силы  $F_{k'}^z = F_{k''}^z = 0$ .

В точках  $f'$  и  $f''$  действуют поперечные силы и моменты

$$R_{f'}^x = R_{f''}^x = \frac{q_3 l}{2} \quad (16)$$

$$M_{f'}^{zx} = M_{f''}^{zx} = \frac{q_3 l^2}{12}, \quad (17)$$

где  $q_3$  – распределенная нагрузка в нижней камере, Па;

Продольные силы  $F_{f'}^z = F_{f''}^z = 0$ .

В точках  $C', C''$  и  $B', B''$  действуют реакции  $R_{C'}, R_{C''}$  и  $R_{B'}, R_{B''}$ , определенные при кинестатическом анализе рычажного механизма.

Расчеты напряжений и деформаций для конкретных условий нагружения экспериментального образца ЦПА выполнены с использованием расчетного комплекса ANSYS.

Полученные результаты представлены на рисунках 8 и 9.

По результатам расчетов  $\sigma_{д.макс} = 19,7$  МПа;  $f_{д.макс} = 0,16$  мм, что значительно меньше допускаемых величин. Это свидетельствует о существенном запасе прочности разработанной конструкции.

*\*Исследования выполнены при финансовой поддержке РФФИ и Правительства Белгородской области в рамках научного проекта №14-41-08054 п\_офи\_м.*

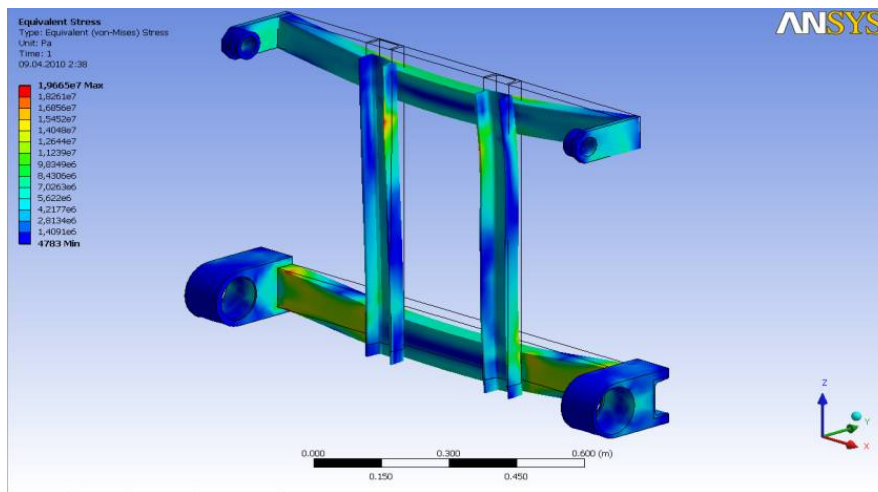


Рис. 8. Напряжения в элементах подвижной рамы от действующих сил

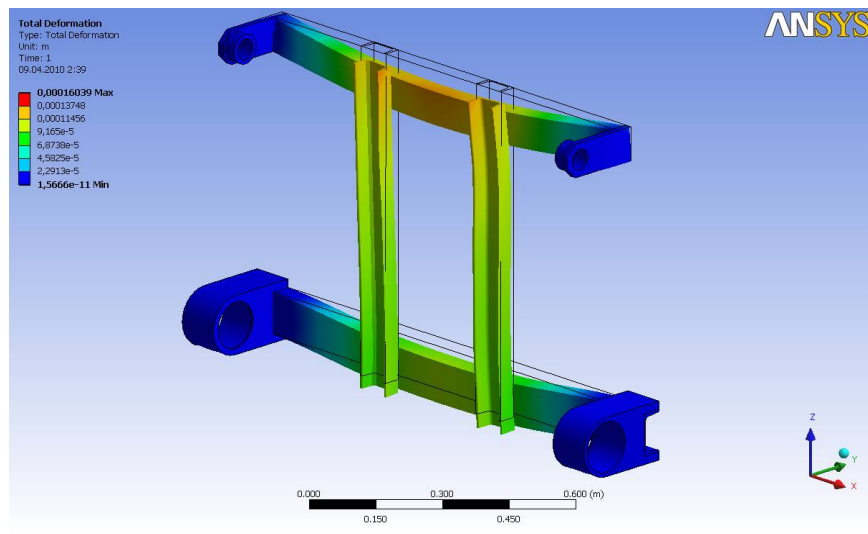


Рис. 9. Деформации элементов подвижной рамы от действующих сил

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 2277973 Российская Федерация, В 02 С 17/08. Помольно-смесительный агрегат / Гридчин А.М., Севостьянов В.С., Лесовик В.С., Уральский В.И., Сеница Е.В.; заявитель и патентообладатель ООО «ТК РЕЦИКЛ». - №2005118705/03, заявл. 24.06.05; опубл. 20.06.06, Бюл. №17. с. 8.
2. Пат. 2381837 Российская Федерация, В 02 С 17/08. Помольно-смесительный агрегат / Гридчин А.М., Севостьянов В.С., Лесовик В.С., Уральский В.И., Уральский А.В., Сеница Е.В.; заявитель и патентообладатель БГТУ им. В.Г. Шухова, ООО «ТК РЕЦИКЛ». - №2008109444/03, заявл. 11.03.08; опубл. 20.02.10, Бюл. №5. с. 11.
3. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.В. Надежность машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов. Под ред. Д.Н. Решетова. М.: Высш. школа, 1988. 238 с.
4. Севостьянов В.С., Уральский В.И., Сеница Е.В., Уральский А.В. Вопросы динамического исследования центробежного

помольно-смесительного агрегата // Вибрационные машины и технологии: Сборник науч. тр. / редкол: С.Ф. Яцун (отв. ред.) [и др.]; Курский гос.техн. унив-т. Курск, 2008. С. 596-601.

5. Сеница Е.В., Уральский А.В., Плетнев А.В. Влияние движения мелющей загрузки на динамику центробежного помольно-смесительного агрегата // Научные исследования, наносистемы и ресурсосберегающие технологии в стройиндустрии: сб. докладов Международной научно-практической конференции. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2007. С.188-192.

6. Сопротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С. – 5-е изд. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1986. 775 с.

7. Уральский А.В. Вопросы эксплуатационной надежности центробежного помольного агрегата / А.В. Уральский // Наука и молодежь в начале нового столетия: Сборник докладов Всерос. конф. Губкин: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, Губкинский филиал, 2010. С. 133–137.

8. Уральский А.В., Севостьянов В.С. Многофункциональный центробежный агрегат с параллельными помольными блоками // Вестник

Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2010. №1. С. 106–112.

---

**Uralskiy V.I., Sevostyanov V.S., Uralskiy A.V., Sinita E.V., Dubinin N.N.**  
**INCREASING OF THE SERVICE RELIABILITY OF THE VIBRATION-CENTRIFUGAL AGGREGATE**

*The aspects of the service reliability of the vibration-centrifugal aggregate are considered in the article. The determination of stress and strain of the most loaded elements of construction was made and the way of their minimization for reliability assurance of the aggregate were found.*

**Key words:** *grinding aggregate, impact loads, service, grinding chamber, movable frame, stress, strain.*

---

**Уральский Владимир Иванович**, кандидат технических наук, профессор кафедры технологических комплексов, машин и механизмов.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: WIURAL@mail.ru

**Севостьянов Владимир Семенович**, доктор технических наук, профессор кафедры технологических комплексов, машин и механизмов.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Уральский Алексей Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры технологических комплексов, машин и механизмов.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: alexx\_1984.10@mail.ru

**Синица Елена Владимировна**, кандидат технических наук, доцент кафедры технологических комплексов, машин и механизмов.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: evsinica@gmail.com

**Дубинин Николай Николаевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры технологических комплексов, машин и механизмов.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.