

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГБОУ ВО «БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А.И. Купреенко, Х.М. Исаев

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

Методические указания
по выполнению лабораторно-практических работ
по дисциплине «Основы расчета и конструирования машин
и аппаратов перерабатывающих производств»

Брянская область, 2017

УДК 631.3.001.66:664(076)
ББК 36.81:40.72
К92

Купреенко, А.И. Конструирование и расчет элементов технологического оборудования. Лабораторно-практические работы: методические указания по выполнению лабораторно-практических работ по дисциплине «Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств» / А.И. Купреенко, Х.М. Исаев. - Брянск. Издательство Брянского ГАУ, 2017 - 28 с.

Пособие содержит основные теоретические положения, справочный материал и варианты исходных данных, необходимые для выполнения заданий пяти лабораторных и практических работ по дисциплине «Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств». Предназначено для студентов направления подготовки 35.03.06 Агроинженерия профиль Технологическое оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции очной и заочной форм обучения.

Рецензент: к.т.н., доцент кафедры ТСвАПБиДС С.И. Старовойтов

Рекомендовано к изданию решением учебно-методической комиссии инженерно-технологического института от 30 мая 2017 г., протокол № 8.

© Купреенко А.И., 2017
© Исаев Х.М., 2017
© Брянский ГАУ, 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	4
Работа № 1. Исследование устойчивости обечаек	5
Работа № 2. Толстостенные сосуды	11
Работа № 3. Быстровращающиеся тела	14
Работа № 4. Виброизоляция	17
Работа № 5. Расчет бункера для сыпучих материалов (расчетно- графическая работа)	22

Компетенции обучающегося, формируемые в результате освоения дисциплины (модуля):

ПК-7 готовностью к участию в проектировании новой техники и технологии

Данное методическое пособие будет способствовать формированию указанных компетенций в результате освоения дисциплины «Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств».

ПРЕДИСЛОВИЕ

Задачей лабораторно-практических работ и расчетно-графической работы является закрепление знаний студентов по курсу «Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств». При выполнении работ студенты используют знания, полученные при изучении курсов «Сопротивление материалов», «Материаловедение».

В настоящем методическом пособии приводятся основные теоретические положения, справочный материал и варианты исходных данных, необходимые для выполнения заданий; из предложенного списка литературы можно получить более подробные сведения. Исходные данные по вариантам заданий определяются следующим образом. Студенту выдается вариант исходных данных задания по схеме АБВ, например, 214, где первая цифра означает номер варианта в группе вариантов А, вторая – в группе вариантов Б, третья – в группе В. Группы вариантов приведены в таблицах в конце каждой работы. В расчетно-графической работе (работа № 5) только одна группа вариантов.

РАБОТА № 1

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ОБЕЧАЕК

Цель работы

Исследовать, от чего зависит устойчивость обечаек тонкостенных цилиндрических сосудов при давлении снаружи.

Общие положения, расчетные формулы

Тонкостенные обечайки (оболочки) цилиндрических сосудов при воздействии на них давления снаружи могут потерять устойчивость и необратимо деформироваться (схлопнуться). В этом случае расчет тонкостенных обечаек ведут не только из условий прочности, но и из условий устойчивости в пределах текучести во избежание необратимых деформаций.

Тонкостенными обечайки считаются, если выполнены условия тонкостенности:

$$\frac{s_p}{D} \leq 0,1 \quad \text{при } D \geq 200 \text{ мм};$$

$$\frac{s_p}{D} \leq 0,3 \quad \text{при } D \geq 200 \text{ мм (для труб)}.$$

Здесь D – внутренний диаметр обечайки; s_p – расчетная толщина обечайки.

Исполнительная толщина обечайки: $s = s_p + c + c_0$, где c – добавка толщины на коррозию; c_0 – добавка толщины на округление до ближайшей стандартной величины.

Расчетная толщина обечайки s_p при давлении снаружи выбирается большей из двух значений: из условий прочности

$$s_{\text{пр}} = \frac{1,1P \cdot D}{2[\sigma]} \quad (1.1)$$

и условий устойчивости

$$s_{\text{пу}} = K_2 \cdot D \cdot 10^{-2}. \quad (1.2)$$

Коэффициент $K_2 = \frac{100s_p}{D}$ выбирается по номограмме (рис. 1), в зависимости от коэффициентов K_1 и K_3 :

$$K_1 = \frac{n_y}{2,4 \cdot 10^{-6}} \frac{P}{E}; \quad (1.3)$$

$$K_3 = \frac{L_p}{D}. \quad (1.4)$$

Здесь $[\sigma]$ – допускаемое напряжение; E – модуль упругости материала оболочки (для конструкционных сталей $E = 2 \cdot 10^5$ МПа).

Отсюда видно, что расчетная толщина обечайки при одном и том же давлении зависит от ее относительной длины $\frac{L}{D}$. Чем короче обечайка, тем меньше ее расчетная толщина. При увеличении длины обечайки расчетная толщина увеличивается до некоторого предела, после чего дальнейшее увеличение длины не меняет расчетной толщины. Толщину длинных обечаек можно уменьшить установкой колец жесткости. В этом случае расчетная длина обечайки L_p принимается равной расстоянию между кольцами жесткости.

Допускаемое давление для тонкостенных обечаек по ГОСТ 14249-89:

$$[P] = \frac{[P]_{\text{п}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\text{п}}}{[P]_E}\right)^2}}, \quad (1.5)$$

где $[P]_{\text{п}}$ – допускаемое давление из условий прочности; $[P]_E$ – допускаемое давление из условий устойчивости в пределах упругости.

Допускаемое давление из условий прочности

$$[P]_{\text{п}} = \frac{2[\sigma] \cdot s_p}{D + s_p}, \quad (1.6)$$

здесь $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала обечайки.

Допускаемое давление из условий устойчивости для обечаек:

$$[P]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot E \cdot D}{n_y \cdot B_1} \frac{D}{L} \left(\frac{100s_p}{D} \right)^{2,5}, \quad (1.7)$$

здесь n_y – коэффициент запаса устойчивости в пределах упругости (приведен в варианте задания).

Устойчивость обечайки зависит от ее относительной толщины $\frac{s_p}{D}$ и от относительной длины $\frac{L}{D}$. Чем короче обечайка, тем она устойчивее. При увеличении длины обечайки устойчивость ее снижается до некоторого предела, после чего дальнейшее увеличение длины не меняет устойчивости, т. е. устойчивость коротких обечаек зависит от ее длины, а длинных – не зависит. Имеется некая граничная длина, более которой обечайки считаются длинными.

Для коротких обечаек $B_1 = 1$ или, после подстановки этого значения в (1.7):

$$[P]_E = \frac{2,08E}{n_y} \frac{D}{L} \left(\frac{s_p}{D} \right)^{2,5}, \quad (1.7a)$$

а для длинных обечаек $B_1 = 9,45 \frac{D}{L} \sqrt{\frac{D}{100s_p}}$

или

$$[P]_E = \frac{2,2E}{n_y} \left(\frac{s_p}{D} \right)^3. \quad (1.7b)$$

Задание

1. Определить толщину стенки и допускаемое давление обечайки при давлении снаружи $P = 0,09$ МПа и $\frac{L}{D} = 2$.

2. Построить семейство зависимостей изменения допускаемых давлений обечайки от ее длины (или относительной длины $\frac{L}{D}$) для заданной обечайки из условий прочности, условий устойчивости для коротких и длинных обечаек.

3. Определить минимальную длину обечайки, которую можно рассчитывать как длинную. Записать условие длинноты обечаек.

4. Определить толщину стенки и допустимое давление для длинной обечайки при давлении снаружи $P = 0,09$ МПа.

5. Определить расстояние, на котором необходимо ставить кольца жесткости при давлении снаружи $P = 0,09$ МПа и при толщине обечайки, равной половине, определенной в п. 1, если

$\frac{L}{D} \geq 2$. Определить допустимое давление для такого случая.

Пояснения к выполнению задания

1. Толщина стенки обечайки определяется с помощью выражений (1.1)–(1.4) и номограммы (рис. 1).

2. Зависимости допустимых давлений строятся с использованием выражений (1.6), (1.7а) и (1.7б). Диапазон изменений длины выберите таким, чтобы на графике было видно пересечение этих линий.

3. Граничная длина, делящая обечайки на длинные и короткие, соответствует точке пересечения зависимостей (1.7а) и (1.7б), значит, значение граничной длины можно получить, приравняв эти зависимости или приравняв единице выражение B_1 для длинных обечаек.

4. Толщина обечайки определяется аналогично п. 1 в этих пояснениях.

5. Определив коэффициенты K_2 по заданной величине s_p и K_1 – по заданной величине P , по номограмме находят относительную длину K_3 , по которой рассчитывают расстояние между ребрами жесткости (длина L).

Контрольные вопросы

1. Какие сосуды считаются тонкостенными?
2. В каких случаях обечайки проверяют на устойчивость?
3. Какие обечайки более устойчивы?
4. У каких обечаек устойчивость не зависит от ее длины?

ЛИТЕРАТУРА

1. Поляков А. А. Механика химических производств. – СПб: Химия, 1995.
2. Вихман Л. Г., Круглов С. А. Основы конструирования аппаратов имашиннефтеперерабатывающих заводов. – М.: Машиностроение, 1978.

3. Михалев М. Ф., Третьяков Н. П., Мильченко А. И., Зобнин В. В. Расчет иконструирование машин и аппаратов химических производств: примеры и задачи /Под ред. Михалева М. Ф. – Л.: Машиностроение, 1984.

4.ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1990.

Варианты заданий (АБВ)

Варианты А	1	2	3	4	5	6
Диаметр обечайки D , м	0,4	0,6	0,8	1,0	1,4	2,0

Варианты Б	1	2	3	4
Материал обечайки	Сталь Ст 3	Сталь Ст 20	Сталь 17ГС	Сталь 08Х18Н10Т
Допускаемое напряжение [σ], МПа	140	147	187	166

Варианты В	1	2	3	4
Коэффициент запаса устойчивости n_y	2,4	2,6	2,7	2,8

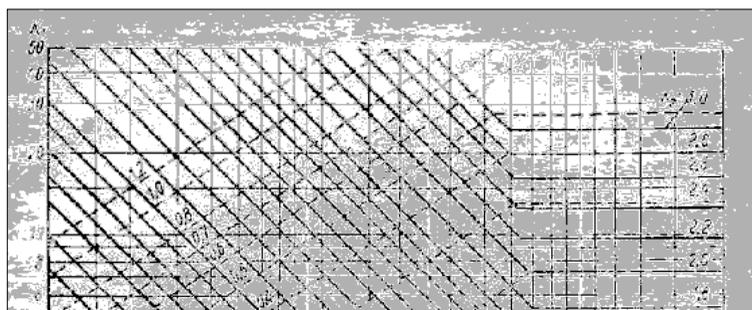


Рис. 1. Диаграмма для определения коэффициентов
при расчете обечаск на устойчивость

РАБОТА № 2
ТОЛСТОСТЕННЫЕ СОСУДЫ

Цель работы

Исследование распределения напряжений по толщине стенки однослойных сосудов высокого давления.

Общие положения, расчетные формулы

Толстостенные сосуды – сосуды высокого давления, у которых отношение толщины стенки к внутреннему диаметру $\frac{s}{D} \geq 0,4$, или коэффициент толстостенности $\beta = \frac{D_H}{D} \geq 1,8$, здесь D_H – наружный диаметр сосуда. Толстостенные сосуды применяются при давлении более 10 МПа, элементы их оболочки воспринимают объемные напряжения: σ_Z – напряжение, действующее параллельно оси сосуда, σ_R – радиальное напряжение, действующее по радиусу сосуда, σ_T – тангенциальное напряжение, действующее перпендикулярно радиусу. Эти напряжения меняются по толщине стенки.

Осевые напряжения:

$$\sigma_Z = \frac{P_B R_B^2 - P_H R_H^2}{R_H^2 - R_B^2}. \quad (2.1)$$

Радиальные напряжения:

$$\sigma_R = \frac{P_B R_B^2 - P_H R_H^2}{R_H^2 - R_B^2} - \frac{R_B^2 R_H^2}{r^2} \frac{P_B - P_H}{R_H^2 - R_B^2}. \quad (2.2)$$

Тангенциальные напряжения:

$$\sigma_T = \frac{P_B R_B^2 - P_H R_H^2}{R_H^2 - R_B^2} + \frac{R_B^2 R_H^2}{r^2} \frac{P_B - P_H}{R_H^2 - R_B^2}. \quad (2.3)$$

Здесь R_B – внутренний радиус сосуда; R_H – наружный радиус сосуда; r – текущий радиус; P_B – давление, действующее изнутри сосуда; P_H – давление снаружи сосуда.

Эквивалентные напряжения по первой и третьей теориям прочности:

$$\sigma_{\theta} = \frac{2PR_{\text{н}}^2}{R_{\text{н}}^2 - R_{\text{в}}^2} \frac{R_{\text{в}}^2}{r^2}, \quad (2.4)$$

здесь $P = P_{\text{в}} - P_{\text{н}}$.

Задание

1. Построить зависимости σ_Z , σ_R , σ_T и σ_{θ} по толщине стенки $s = R_{\text{н}} - R_{\text{в}} = R_{\text{в}}(\beta - 1)$, определить, где они максимальны.
2. Определить допускаемое давление.
3. Построить зависимость допускаемого давления от толщины стенки, найти предел давлений, допускаемый для заданного материала стенки, сравнить его с допускаемым напряжением.

Пояснения к выполнению задания

1. При построении зависимости напряжений принять $P_{\text{н}} = 0$, $P_{\text{в}} = 0,2[\sigma]$.
2. Допускаемое давление определяется из условия $\sigma_{\theta} = [\sigma]$.
3. Предел допускаемых давлений определяется из условия $s_p \rightarrow \infty$.

Контрольные вопросы

1. Какие сосуды считаются толстостенными?
2. Где в толстостенных сосудах напряжения максимальны?
3. От чего зависит максимально возможное допускаемое давление для толстостенных сосудов и чему оно равно?

ЛИТЕРАТУРА

1. Поляков А. А. Механика химических производств. – СПб: Химия, 1995.
2. Вихман Л. Г., Круглов С. А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. – М.: Машиностроение, 1978.
3. Михалев М. Ф., Третьяков Н. П., Мильченко А. И., Зобнин В. В. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: примеры и задачи. / Под ред. Михалева М. Ф. – Л.: Машиностроение, 1984.

4. ГОСТ 26-1046-74. Сосуды и аппараты высокого давления. Нормы и методы расчета на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1976.

Варианты заданий (АБВ)

Варианты А	1	2	3	4	5	6	7
Внутренний радиус сосуда R_B , м	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	035	0,4

Варианты Б	1	2	3	4	5	6	7
Коэффициент толстостенности β	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,4

Варианты В	Материал стенки Марка стали	Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа
1	Ст 3	140
2	Ст 20	147
3	16ГС	183
4	35ХМ	230
5	12Х18Н10Т	140
6	08Х22Н6Т	240
7	03Х18Н11	160

РАБОТА № 3

БЫСТРОВРАЩАЮЩИЕСЯ ТЕЛА

Цель работы

Исследование распределения напряжений во вращающихся телах, определение допустимой скорости вращения и скорости разрушения.

Общие положения, расчетные формулы

При вращении тел во всех элементах их объема возникают центробежные силы, следствием которых являются механические напряжения. На каждый элемент объема вращающегося тела действует центробежная сила $f_{ц} = \rho\omega^2 r$, где ρ – плотность материала; ω – угловая частота вращения; r – радиус вращения. Скорость вращения n , об/с, связана с угловой частотой вращения

ω , рад/с, соотношением: $n = \frac{\omega}{2\pi}$. Так как элементы вращающегося тела под действием центробежных сил перемещаются в теле (в пределах упругости), на каждый элемент действуют не только центробежные силы, но и силы упругости соседних элементов. В результате этого распределение механических напряжений во вращающемся теле будет зависеть от формы тела и свойств упругости тела – модуля объемной упругости (коэффициента Пуассона) μ .

Наиболее распространенными вращающимися элементами машин и технологических устройств являются диски различной формы.

В диске постоянной толщины распределение напряжений по радиусу:

радиальные напряжения (направленные параллельно радиусу)

$$\sigma_R = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 \left(R^2 + R_0^2 - r^2 - \frac{R^2 R_0^2}{r^2} \right); \quad (3.1)$$

тангенциальные напряжения (направленные перпендикулярно радиусу)

$$\sigma_T = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 \left(R^2 + R_0^2 - r^2 \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} - \frac{R^2 R_0^2}{r^2} \right), \quad (3.2)$$

здесь R – наружный радиус диска; R_0 – внутренний радиус диска; r – текущий радиус (имеется в виду, что ось вращения диска совпадает с осями радиусов диска).

Эквивалентные напряжения определяются:
для хрупких материалов (чугуны, литейные алюминиевые сплавы) – по первой теории прочности:

$$\sigma_3^I = \sigma_1, \quad (3.3a)$$

для прочих материалов – по четвертой теории прочности:

$$\sigma_3^{IV} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}. \quad (3.3b)$$

Радиальное перемещение наружной поверхности (деформация) диска равной толщины от напряжений:

$$\Delta R = \frac{\rho\omega^2 R^3}{4E} \left[1 - \mu + (3 + \mu) \left(\frac{R_0}{R} \right)^2 \right]. \quad (3.4)$$

Как видно из приведенных соотношений, напряжения в диске постоянной толщины разные по радиусу и минимальны на периферии. С целью экономии материала делают **диски равного сопротивления**, в которых напряжения на всех радиусах одинаковы (например, рабочие диски турбин). Это диски переменной толщины, их толщина минимальна на периферии, где минимальные усилия. Толщина дисков равного сопротивления изменяется по радиусу как

$$h = h_0 \exp\left(-\frac{\rho\omega^2 r^2}{2[\sigma]}\right), \quad (3.5)$$

здесь $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала диска; h – ширина диска на его периферии; h_0 – ширина диска на его оси.

Тонкий обод – это вращающееся тело, у которого $R \approx R_0$, т. е. размер в направлении радиуса (толщина обода) s много меньше радиуса. Напряжения в тонком ободе определяются по безмоментной теории, где радиальными напряжениями пренебрегают. Для тонкого обода существенны только тангенциальные напряжения, которые определяются как:

$$\sigma_T = \rho(\omega R)^2. \quad (3.6)$$

Задание

1. Построить зависимость радиальных, тангенциальных и эквивалентных напряжений от радиуса для диска постоянной толщины без отверстия в центре ($R_0 = 0$).
2. Определить максимальные значения эквивалентных напряжений и радиусы, где они имеют место.
3. Определить допустимую скорость вращения дисков n и скорость, при которой он разрушится, n_p , об/мин.
4. Построить зависимость толщины диска равного сопротивления от радиуса, нарисовать (от руки) эскиз диска равного сопротивления, на котором указать его основные размеры. Для диска равного сопротивления принять $D_0 = 0$, $h = 0,1D$. Скорость вращения принять равной допускаемой, определенной для диска постоянной толщины без отверстия в центре.
5. Определить допустимую скорость вращения тонкого обода $[n]$ и скорость, при которой он разрушится, n_p .

Пояснения к выполнению задания

1. При выполнении заданий 1 и 2 скорость вращения принять $n = 1000$ об/мин.
2. Допустимая скорость вращения определяется сравнением максимального эквивалентного напряжения с допускаемым, а скорость разрушения – с пределом прочности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михалев М. Ф., Третьяков Н. П., Мильченко А. И., Зобнин В. В. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: примеры и задачи / Под ред. Михалева М. Ф. – Л.: Машиностроение, 1984.
2. Гуля Н. В. Инерционные аккумуляторы энергии. – Воронеж, 1973.

Контрольные вопросы

1. В какой части вращающегося диска напряжения максимальны?
2. Зависит ли прочность вращающегося диска от его толщины (размера в направлении оси вращения)?
3. Зависит ли прочность вращающегося тонкого обода от его ширины, толщины?

Варианты заданий (АБ)

Варианты А	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Наружный диаметр диска D , м	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8

Варианты Б	1	2	3	4
Материал диска	Сталь Ст 3	Сталь 7ГС	Чугун СЧ 21-40	Алюминий АЛ3В
Плотность ρ , кг/м ³	7 800	7 800	7 800	2 750
Предел прочности σ_B , МПа	370	480	210	160
Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа	0 14	7 18	80	60
Модуль упругости E , МПа	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^5$	$0,7 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона μ	0,28	0,28	0,26	0,34

РАБОТА № 4

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ

Цель работы

Исследовать эффективность виброизоляции от ее характеристик – жесткости и эффективной вязкости.

Общие положения, расчетные формулы

Инерционная система (машина, механизм), имеющая в своем составе неуравновешенные вращающиеся массы (у которых центр масс расположен не на оси вращения) или поступательно движущиеся массы, будет колебаться (вибрировать) под действием центробежных (или инерционных) сил с частотой вращения неуравновешенных масс (или с частотой колебания движущихся масс), т. е. с частотой вынужденных колебаний. Машины устанавливаются на основания (фундаменты, подвесы и т.п.), и вибрации машин передаются на их основания и, в конечном счете, на

здание, что всегда вредно, а иногда и опасно. Снизить усилия, передающиеся от колеблющихся систем на основания, можно специальными устройствами (виброизоляцией), которые уменьшают амплитуду и рассеивают энергию вибрации машин. Для пассивной виброизоляции (без дополнительных источников энергии) используют упругие опоры и демпферы.

Если инерционная система установлена на упругие опоры, то после кратковременного силового воздействия она будет колебаться с некоторой частотой – частотой собственных колебаний, которая зависит от жесткости упругих опор (например, пружин) и массы колеблющейся системы:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (4.1)$$

здесь ω_0 – круговая частота собственных колебаний; c , н/м – жесткость упругих опор; m , кг – масса системы.

Амплитуда вынужденных колебаний

$$A_B = \frac{P_B}{m(\omega_0^2 - \omega^2)}, \quad (4.2)$$

здесь P_B – амплитуда вынуждающей силы колебаний; ω – круговая частота вынужденных колебаний. Если причиной колебаний является эксцентрично вращающееся тело массой m_3 , то

$P_B = m_3 \omega^2 e$, где e – эксцентриситет вращающейся массы.

Коэффициент динамичности (динамического усиления амплитуды вынужденных колебаний) рассчитывается по формуле

$$K_d = \frac{A_B}{A_{ст}} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}, \quad (4.3)$$

здесь $A_{ст} = \frac{P_B}{c}$ – статическая деформация под действием амплитудного значения вынуждающей силы.

В упругой системе энергия колебаний рассеивается за счет вязкого трения, в результате чего амплитуда колебаний и, соответственно, коэффициент динамичности будут меньше:

$$K_d = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4\omega^2 n^2}{\omega_0^2}}}, \quad (4.4)$$

здесь n – коэффициент демпфирования. Так как у упругих опор (типа пружин) эффективная вязкость мала, для увеличения вязкого трения колеблющуюся систему связывают с неподвижным основанием специальным устройством – демпфером. Демпфер – неупругое устройство, которое создает сопротивление колебательному движению, например, цилиндр с поршнем, в котором есть отверстие или зазор между цилиндром и поршнем. При движении поршня вязкая среда (жидкость или газ) в цилиндре перетекает через зазор, создавая сопротивление движению. Пример демпфера – амортизатор автомобиля. Эффективность гашения колебаний демпфером характеризуется коэффициентом демпфирования

$$n = \frac{\nu}{2m}, \quad (4.5)$$

где ν – эффективная вязкость; m – масса колеблющейся системы.

Эффективная вязкость зависит от вязкости среды в цилиндре демпфера и величины зазора (отверстия).

Динамические усилия от колеблющейся массы через опору передаются на основание (фундамент). Коэффициент передачи силы на основание

$$K_{\Pi} = \frac{R_0}{P_B} = \frac{\sqrt{1 + \frac{4\omega^2 n^2}{\omega_0^2}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4\omega^2 n^2}{\omega_0^2}}}, \quad (4.6)$$

здесь R_0 – амплитуда реакции опоры (усилия, передаваемого на основание).

Максимальная амплитуда колебаний, соответственно максимальное усилие на основание будут при резонансе, когда частота

вынужденных колебаний равна частоте собственных колебаний $\omega = \omega_0$. При введении вязкого трения амплитуда колебаний до резонанса $(\omega/\omega_0) \leq 1$ будет снижаться, но всегда $K_{\Pi} \geq 1$, а при $\omega/\omega_0 \geq \sqrt{2}$ амплитуда будет увеличиваться, но всегда $K_{\Pi} \leq 1$.

Если рабочая частота установки (частота вынужденных колебаний) больше частоты собственных колебаний, то при пуске приходится проходить резонанс, где амплитуда колебаний высокая, но снизить ее можно введением демпфера с необходимой эффективной вязкостью. Считается опасным, когда $K_{\Pi} \geq 2$. При рабочей частоте за резонансом для уменьшения усилий на основание демпфер отключают.

Частота вынужденных колебаний N , об/мин, или $\omega = \frac{\pi N}{30}$, рад/с, – величина фиксированная, заданная технологическим процессом, но частоту собственных колебаний ω_0 можно изменять, меняя жесткость опор.

Задание

1. Подобрать жесткость опор, чтобы K_{Π} не превышал заданной величины при рабочей частоте при отключенном демпфере.
2. Подобрать эффективную вязкость демпфера, чтобы K_{Π} не превышал заданной величины при резонансе.
3. Построить зависимость коэффициента передачи силы на основание K_{Π} от вынужденной частоты при включенном и отключенном демпфере.

Указания к выполнению задания

Будем считать, что амортизатор (устройство для уменьшения усилий от колеблющейся системы на основание) состоит из двух частей – упругих опор, не имеющих вязкостного трения (пружин), которые характеризуются жесткостью c , и демпфера, который может быть отключен и характеризуется эффективной вязкостью v .

1. Жесткость упругих опор c рассчитывается по формуле (4.1) после определения собственной частоты колебаний ω_0 , которую находим по формуле (4.6) при отключенном демпфере (т. е. $n = 0$) при рабочих условиях (при заданной частоте вынужденных ко-

лебаний ω и соответствующем коэффициенте передачи силы на основании K_{Π}).

2. Эффективная вязкость демпфера ν определяется из выражения (4.5) после получения коэффициента демпфирования n , который находится по формуле (4.6) при резонансе (т. е. при $\omega = \omega_0$ и соответствующем коэффициенте передачи силы на основании K_{Π}).

3. При построении зависимости коэффициента передачи силы на основании нужно ограничить максимальное значение $K_{\Pi} = 2,5 \div 4$, а вынужденную частоту колебаний менять от $\omega = 0$ до рабочей.

Контрольные вопросы

1. От чего зависит собственная частота колебаний?
2. Как можно уменьшить амплитуду колебаний вблизи резонанса?
3. Назовите основные элементы виброизоляции и их характеристики.
4. Зачем отключают демпфер в зарезонансном режиме работы?

ЛИТЕРАТУРА

Гусев Ю. И., Карасев И. Н., Кольман-Иванов Э. Э. и др. Конструирование и расчет машин химических производств. – М.: Машиностроение, 1985.

Варианты заданий (АБВ)

Варианты А	1	2	3	4
Частота вращения неуравновешенной массы N , об/мин	730	980	1470	2850

Варианты Б	1	2	3	4	5	6	7
Масса системы m , кг	50	100	200	400	600	800	1000

Варианты В	1	2	3	4
Предельный K_{Π} при резонансе	1,2	1,4	1,6	1,8
Предельный K_{Π} при рабочих условиях	0,5	0,6	0,7	0,8

РАСЧЕТ БУНКЕРА ДЛЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ (расчетно-графическая работа)

Цель работы

Исследование распределения усилий по высоте в стенках бункера для сыпучих материалов, расчет бункера на прочность.

Общие положения, расчетные формулы

Динамические и статические свойства сыпучих материалов существенно отличаются от свойств сплошных сред. Так, давление в жидкости $P = \rho gh$, где ρ – плотность жидкости; g – ускорение силы тяжести; h – высота столба жидкости (расстояние от поверхности жидкости в направлении действия силы тяжести и во всех направлениях одинаково). В сыпучих материалах вес столба материала частично удерживается трением материала о стенки сосуда (бункера) и сцеплением частиц между собой. В неподвижном слое сыпучего материала трение материала о стенки сосуда характеризуется коэффициентом внешнего трения покоя $f_{\text{п}}$ и углом внешнего трения покоя $\varphi_{\text{п}}$, которые связаны между собой как $f_{\text{п}} = \text{tg}(\varphi_{\text{п}})$, а при движении сыпучего материала – коэффициентом внешнего трения движения $f_{\text{д}}$ и углом внешнего трения движения $\varphi_{\text{д}}$. Аналогично $f_{\text{д}} = \text{tg}(\varphi_{\text{д}})$. Сцепление частиц между собой в сыпучем материале характеризуется эффективным внутренним коэффициентом трения f и внутренним углом трения φ , при этом $f = \text{tg}(\varphi)$. Кроме того, давление сыпучего материала на боковые вертикальные стенки $\sigma_{\text{х}}$ не равно давлению по вертикали σ_{z} :

$$\sigma_{\text{х}} = \zeta \sigma_{\text{z}}, \quad (5.1)$$

где ζ – коэффициент бокового давления:

$$\zeta = \frac{1 - \sin(\varphi)}{1 + \sin(\varphi)}. \quad (5.2)$$

Для цилиндрических и призматических сосудов с вертикальными стенками вертикальное давление неподвижного слоя сыпучего материала

$$\sigma_Z = \frac{\rho_n g R}{\zeta f_n} \left[1 - \exp\left(-\frac{\zeta f_n z}{R}\right) \right], \quad (5.3)$$

где z – высота слоя; ρ_n – насыпная плотность материала; R – гидравлический радиус сосуда. Для цилиндрических сосудов диаметром D $R = \frac{D}{4}$, для призматических прямоугольных сосудов с

размерами в плане $a \times b$ имеем: $R = \frac{ab}{2(a+b)}$.

Для конусных частей сосудов, если насыпная плотность мало изменяется от вертикального давления ($\rho_n = \text{const}$):

$$\sigma_Z = -\rho_n g \frac{H_k - Z_k}{1-B} + \frac{\sigma_0 + \rho_n g \frac{H_k}{1-B}}{H_k^B} (H_k - Z_k)^B, \quad (5.4)$$

где H_k – полная высота конуса; Z_k – координата от верхней точки (основания) конуса; σ_0 – вертикальное давление в верхней точке конуса ($Z_k = 0$) от вышележащих слоев,

$$B = 2 \left[\cos^2(\alpha) + \zeta \sin^2(\alpha) \right] \left[f_n + \text{ctg}(\alpha) \right] \text{tg}(\alpha), \quad (5.5)$$

здесь α – угол наклона образующей конуса к горизонтали.

Давление сыпучего материала на вертикальные боковые стенки

$$\sigma_X = \zeta \sigma_Z, \quad (5.6a)$$

давление на наклонные стенки:

$$\sigma_\alpha = \sigma_Z \left[\cos^2(\alpha) + \zeta \sin^2(\alpha) \right]. \quad (5.6b)$$

Схема бункера приведена на рис. 2, где D – диаметр бункера; $H1$ – высота выше точки подвеса; $H2$ – высота цилиндрической

части; H_k – высота конической части; Z – текущая координата цилиндрической части; Z_k – текущая координата конической части.

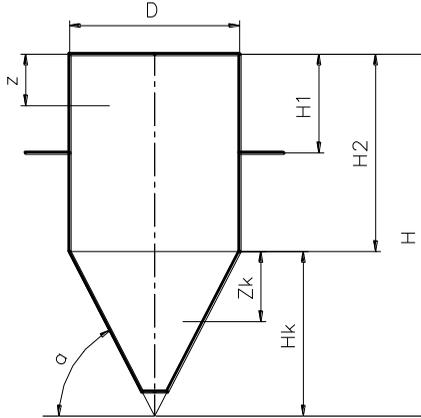


Рис. 2. Схема цилиндроконического бункера

Стенки бункера испытывают напряжения: отрывные, действующие вдоль образующей, $\sigma_0 = \frac{P_0}{\delta}$, и распирающие, действующие по касательной к окружности стенки, $\sigma_p = \frac{P_p}{\delta}$, где P_0 – отрывные силы, действующие на единицу длины окружности; P_p – распирающие силы, действующие на единицу длины образующей; δ – толщина стенки бункера. Эквивалентные напряжения в стенке бункера по четвертой теории прочности $\sigma_3^{IV} = \sqrt{\sigma_0^2 + \sigma_p^2} - \sigma_0 \sigma_p$. Так как отрывные и распирающие силы отличаются от соответствующих напряжений только постоянным множителем, то эффективному напряжению σ_3 соответствует эффективное усилие

$$P_3 = \sqrt{P_0^2 + P_p^2} - P_0 P_p. \quad (5.7)$$

Для конической части бункера отрывные силы:

$$P_0 = K_D \frac{\pi r^2 \sigma_Z + Mg}{2\pi r \sin(\alpha)}, \quad (5.8)$$

где K_D – коэффициент динамичности, зависящий от условий работы; r – радиус конуса на расстоянии Z_K : $r = \frac{H_K - Z_K}{\operatorname{tg}(\alpha)}$, M – масса материала в бункере ниже координаты Z_K , если эта координата ниже опоры бункера. Высота конуса $H_K = \frac{D}{2\operatorname{tg}(\alpha)}$. Для конической части бункера: $M_K = \frac{1}{3} \pi r^2 (H_K - Z_K) \rho_H$, для цилиндрической части $M_{Ц} = \frac{\pi D^2}{4} Z \rho_H$. Насыпная плотность: $\rho_H = \rho_M (1 - \varepsilon)(1 + \omega)$, где ρ_M – плотность материала, ε – его порозность; ω – влажность материала.

Распирающие силы, действующие на единицу длины образующей

$$P_p = K_D 2r \sigma_\alpha \sin(\alpha), \quad (5.9)$$

здесь σ_α – давление на стенку бункера. Для цилиндрической части бункера $\alpha = 0$ и $\sin(\alpha) = 1$, $r = \frac{D}{2} = \operatorname{const}$, $\sigma_\alpha = \sigma_X = \zeta \sigma_Z$ (см. выражение (5.6)).

Если опора бункера расположена выше рассматриваемого сечения, то силы P_0 отрицательны, так как они будут сжимать стенку, а массу материала M следует брать выше рассматриваемого сечения.

Расчетная толщина стенки бункера δp определяется из условия: $\sigma \leq [\sigma]$, где $\sigma = \frac{P_p}{\pi D \delta p}$ – напряжение в стенке бункера; $[\sigma]$ – допустимое напряжение материала стенки. Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta p + c + c_0$, где c – поправка на абразивный

износ, которую можно принять $c = 1$ мм, c_0 – поправка на округление – исполнительная толщина стенки округляется в большую сторону до ближайшей стандартной толщины листа.

Задание

1. Построить зависимость изменения вертикального давления σ_z , распирающего удельного усилия P_p , отрывного удельного усилия P_0 и эффективного усилия P_s по высоте бункера в цилиндрической и конической частях.

2. Определить необходимую толщину стенки цилиндрической и конической частей бункера. Материал стенки – сталь Ст 3, допускаемое напряжение которой $[\sigma] = 160$ МПа.

Указания к выполнению задания

1. Схему бункера с указанием размеров начертить от руки на листе бумаги формата А4 или с помощью персонального компьютера (ПК) в среде AutoCad, «Компас» или др.

2. Толщину стенки определять по максимальному эффективно-му усилию.

3. В пояснительной записке привести расчетные формулы с пояснениями и графики, выполненные в среде Mathcad.

Контрольные вопросы

1. Справедлив ли закон Паскаля для сыпучих материалов?
2. От чего зависит вертикальная составляющая давления в сыпучих материалах?
3. От чего зависит горизонтальная составляющая давления в сыпучих материалах?

ЛИТЕРАТУРА

Доманский И. В., Исаков В. П., Островский Г. М. и др. Машины и аппараты химических производств / Под общей ред. В. Н. Соколова. – Л.: Машиностроение, 1982.

Варианты заданий

Вариант	D , м	$H1$, м	$H2$, м	α , град	ρ_m , Кг/м ³	ε	φ_{II} , град	φ , град	K_D
1	2,0	1	3	70	2 800	0,35	20	30	1,3
2	2,0	2	4	65	2 700	0,4	25	30	1,3
3	2,5	1,5	5	60	2 500	0,45	20	25	1,3
4	1,5	0,5	4	55	2 200	0,35	20	25	1,3
5	2,0	1,0	4	75	2 600	0,45	20	30	1,5
6	2,5	1,0	5	65	2 400	0,40	25	30	1,5
7	3,5	1,0	5	70	2 500	0,50	25	35	1,5
8	4,0	1,5	5	60	2 300	0,30	20	35	1,7
9	3,5	1,5	5	55	2 400	0,35	15	40	1,7
10	3,0	1,0	6	70	2 600	0,40	20	40	1,7
11	2,5	1,0	6	75	2 700	0,50	25	40	1,5
12	2,0	1,0	4	65	2 800	0,55	20	35	1,3
13	1,5	0,5	4	60	2 900	0,45	15	35	1,3
14	4,0	1,5	7	55	2 200	0,40	20	30	1,5
15	3,0	2,0	6	60	2 300	0,35	25	30	1,7
16	2,0	1,0	5	65	2 400	0,30	15	25	1,5
17	2,5	1,2	5	70	2 500	0,25	15	25	1,3
18	3,5	1,4	5	75	2 600	0,30	25	30	1,3
19	1,5	1,5	3	55	2 700	0,35	25	35	1,5
20	2,0	1,6	4	60	2 800	0,40	25	40	1,5
21	2,5	1,0	5	65	2 200	0,45	20	25	1,7
22	3,0	1,3	6	70	2 300	0,50	20	30	1,7
23	3,5	1,2	6	75	2 400	0,30	20	30	1,7
24	4,0	1,5	6	70	2500	0,35	25	35	1,5
25	3,0	1,0	6	70	2300	0,40	25	35	1,5

Учебное издание

Купреенко Алексей Иванович

Исаев Хафиз Мубариз-оглы

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

Методические указания
по выполнению лабораторно-практических работ
по дисциплине «Основы расчета и конструирования машин
и аппаратов перерабатывающих производств»

Редактор *Павлютина И.П.*
Компьютерная верстка *А.И. Купреенко*

Подписано в печать 20.04.2018 г. Формат 60 × 84 1/16.
Бумага офсетная. Тираж 50 экз. У. печ. л. 1,63. Изд. №5847.

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365, Брянская обл., Выгоничский район, п. Кокино, БГАУ