

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН И АППАРАТОВ.

Раздел «Расчет и конструирование станин машин»

Методические указания к изучению курса
для студентов специальности 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой,
текстильной промышленности и бытового обслуживания»

Витебск

2012

1

УДК 62-83

Расчет и конструирование машин и аппаратов. Раздел «Расчет и конструирование станин машин»: методические указания к изучению курса для студентов специальности 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания».

Витебск: Министерство образования Республики Беларусь, УО «ВГТУ», 2012.

Составители: д.т.н., проф. Сункуев Б.С.,
к.т.н., доц. Калинин А.А.

Методические указания предназначены для студентов, изучающих дисциплину «Расчет и конструирование машин и аппаратов».

В методических указаниях изложены основные сведения по расчету и конструированию станин машин легкой и текстильной промышленности.

Одобрено кафедрой «Машины и аппараты легкой промышленности» УО «ВГТУ» 1 ноября 2012 г., протокол № 5.

Рецензент: проф. Ольшанский В.И.
Редактор: доц. Амирханов Д.Р.

Рекомендовано к опубликованию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ» «__» _____ 2012 г., протокол № ____.

Ответственный за выпуск: Данилова И.А.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»

Подписано к печати _____ Формат _____ Уч.- изд. лист. _____
Печать ризографическая. Тираж _____ экз. Заказ № _____ Цена _____

Отпечатано на ризографе учреждения образования «Витебский государственный технологический университет».

Лицензия № 02330/0494384 от 16.03.2009.

210035, г. Витебск, Московский пр-т, 72.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Конструирование станин	4
1.1 Требования, предъявляемые к конструкции станин	4
1.2 Основные принципы конструирования станин машин.....	4
2 Расчет станин на прочность	8
2.1 Разработка расчетных схем станин	8
2.2 Расчет изгибающих моментов статически неопределимых станин методом сил	11
2.3 Расчеты станин на прочность при статических и динамических нагрузках	16
3 Расчет станин на жесткость.....	18
3.1 Цель и задачи расчета станин на жесткость	18
3.2 Пример расчета упругого перемещения для станины вырубочного пресса.....	18
4 Расчет станин на виброустойчивость.....	19
4.1 Расчеты реактивных колебаний станин	19
4.2 Расчет активных колебаний	20
4.3 Расчет виброизоляции станин.....	22
Литература	24
Приложение	25

Введение

В курсе «Расчет и конструирование машин и аппаратов» значительное внимание уделяется расчету и конструированию станин машин.

В данных методических указаниях изложены основные сведения по указанным вопросам.

Методические указания предназначены для студентов специальности 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания», изучающих дисциплину «Расчет и конструирование машин и аппаратов» и выполняющих курсовой и дипломный проекты.

1 Конструирование станин

1.1 Требования, предъявляемые к конструкции станин

Станина является несущей конструкцией машины, воспринимающей статические и динамические нагрузки, возникающие при работе механизмов и обработке материалов.

К конструкциям станин предъявляются следующие требования [1].

Технологичность – возможность изготовления с наименьшей трудоемкостью в конкретных условиях производства: серийного, мелкосерийного, единичного.

Износостойкость – способность противостоять износу поверхностей, контактирующих с подвижными деталями машины – валами, ползунами и т. п.

Прочность – способность выдерживать действующие статические и динамические нагрузки без разрушения материала в опасных сечениях.

Жесткость – способность сохранять в заданных пределах взаимное расположение базовых поверхностей под действием статических и динамических нагрузок.

Виброустойчивость – способность станины сохранять в заданных пределах положение в пространстве центра масс под действием динамических нагрузок.

Отсутствие вредных воздействий на опорные поверхности машины, ведущих к их разрушению или недопустимым перемещениям.

Удобство монтажа и эксплуатации.

1.2 Основные принципы конструирования станин машин

Рассмотрим основные принципы конструирования машин, при которых удовлетворяются перечисленные требования.

Технологичность конструкции. В серийном производстве технологичными являются литые станины из чугуна марок СЧ12, СЧ15, СЧ18. При повышенных требованиях к прочности и износостойкости используют модифицированные чугуны марки СЧМ38.

Необходимо учитывать, что с увеличением марки СЧ возрастают внутренние напряжения в отливке и ее коробление. Особенно важно применять чугуны невысоких марок для изготовления станин большой массы, сложной конфигурации, при наличии в них резких изменений в смежных сечениях. Литые станины требуют длительного старения для снятия внутренних напряжений.

В мелкосерийном производстве более технологичными являются сборные станины. При этом станина состоит из нескольких частей. Соединения частей могут быть разъемными и неразъемными. Сами части могут изготавливаться литьем, сваркой из элементов проката стандартного профиля: уголков, швеллеров, труб и т. п.

В единичном производстве технологичными являются сварные и сборные станины из элементов проката стандартного профиля. Сварные станины, как правило, обладают большей жесткостью и виброустойчивостью, чем сборные.

Износостойкость. Основной способ достижения износостойкости – применение сменных деталей, воспринимающих трение: втулок и подшипников как опор вращающихся валов, направляющих для поступательно движущихся деталей механизмов. При достижении критического износа поверхностей трения сменные детали заменяются в процессе ремонта машины.

Другой способ – применение совершенных систем смазки, снижающих интенсивность износа.

Прочность. Увеличение прочности достигается применением более прочных материалов: чугунов высоких марок, литейных сталей.

При динамических нагрузках материал работает на выносливость. Поэтому при конструировании следует избегать в опасных сечениях резких изменений форм, наличия концентраторов напряжений. При необходимости изменения формы сечения переходы должны быть плавными, а радиусы скруглений – максимально возможными.

Приливы, фланцы, выступы на станинах делаются съемными с креплением болтами и фиксацией штифтами, другими элементами. При расчетах на прочность станин коэффициенты запасов прочности принимаются максимальными.

Жесткость. Жесткость конструкции станин достигается за счет:

- преимущественного использования рамных (замкнутых) конструкций;
- использование ребер жесткости, перемычек, перегородок, главным образом, поперечных.

На рис. 1, 2 показана рамная конструкция вырубочного пресса ПВГ-18-2-О.

На рис. 3 приведена консольная конструкция станины раскройной ленточной машины РЛ-3. Для увеличения жесткости консольной части 1 станины предусмотрено ребро жесткости 2.

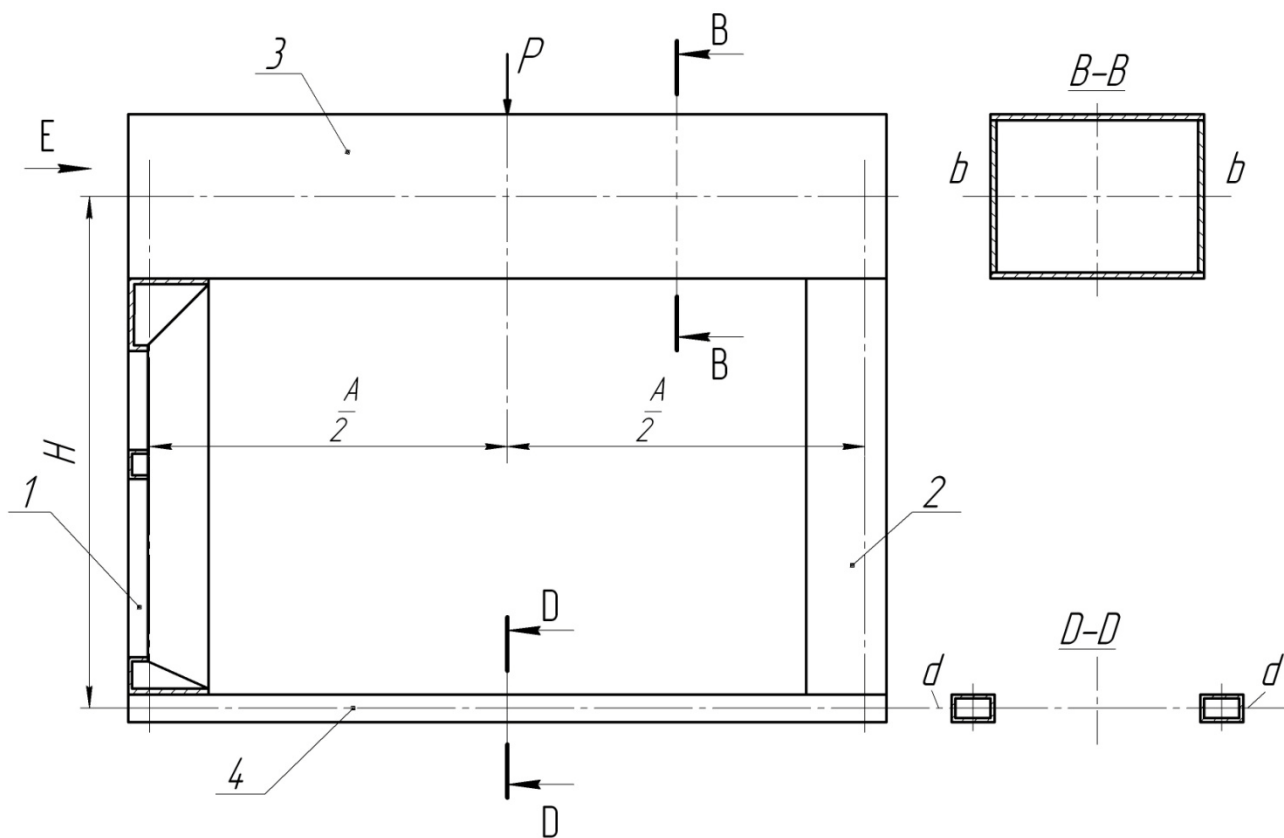


Рисунок 1 – Рамная конструкция станины вырубочного прессы ПВГ-18-2-О:
 1, 2 – боковые стойки; 3 – верхняя поперечина; 4 – нижняя поперечина

Вид E

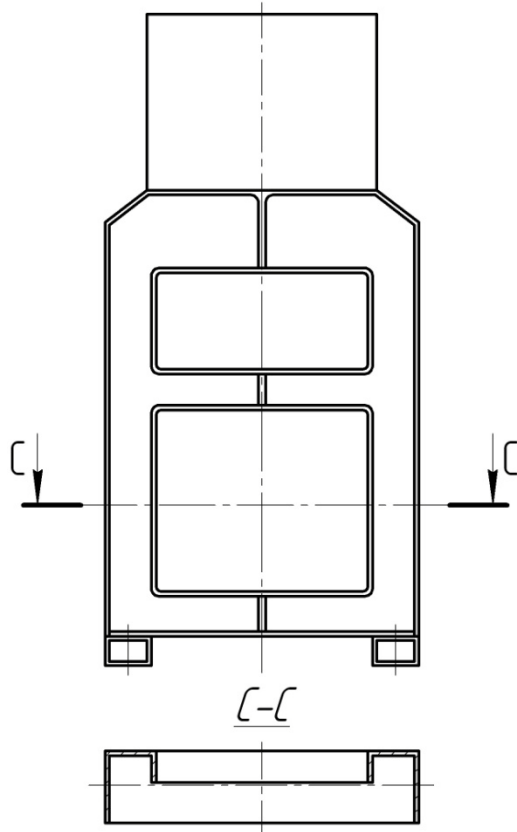


Рисунок 2 – Конструкция станины вырубочного прессы (вид E на рис. 1)

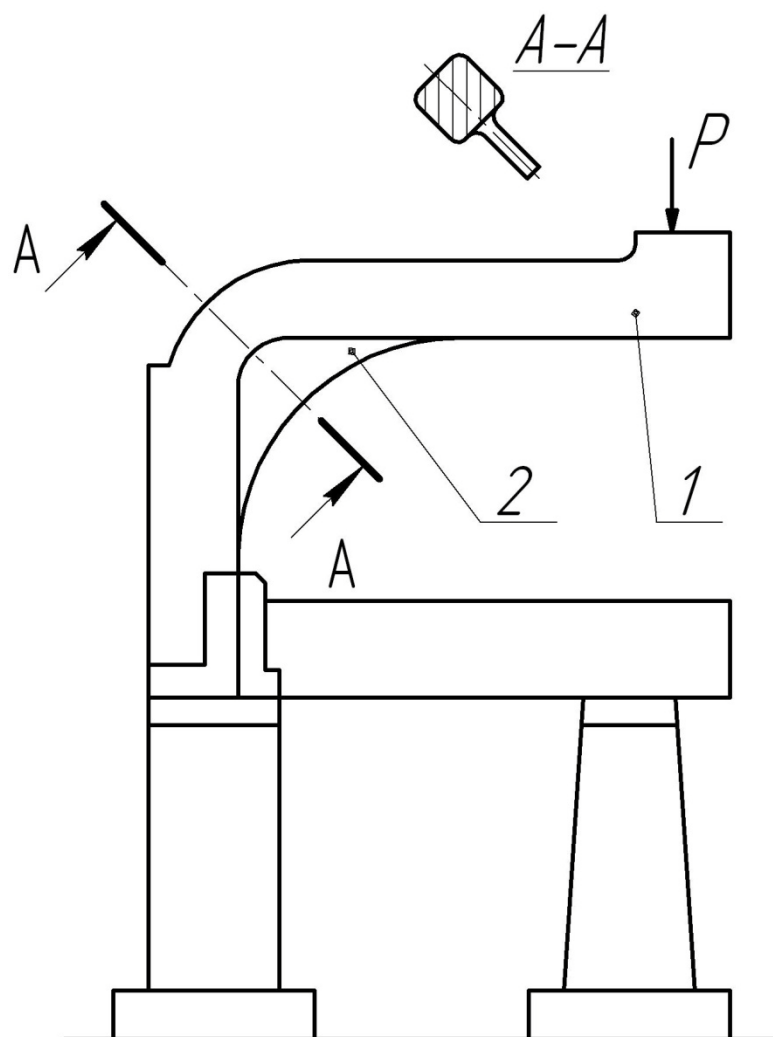


Рисунок 3 – Станина раскройной ленточной машины:
1 – консольная часть; 2 – ребро жесткости

На рис. 4 приведена конструкция станины вырубочного прессы ПКП-10, для увеличения жесткости консольной части 1 станины предусмотрены ребра жесткости 2.

Виброустойчивость. Виброустойчивость достигается:

- увеличением массы станины;
- закреплением станины на основании (перекрытии) различными способами (фундаментными болтами, клеями и т. п.).

Отсутствие вредных воздействий станины на опорные поверхности достигается за счет:

- установки станин на фундаментные плиты с целью уменьшения удельного давления на опорную поверхность;
- установки станины на виброизолирующие элементы (пружины, упругие прокладки) с целью уменьшения колебаний опорных поверхностей.

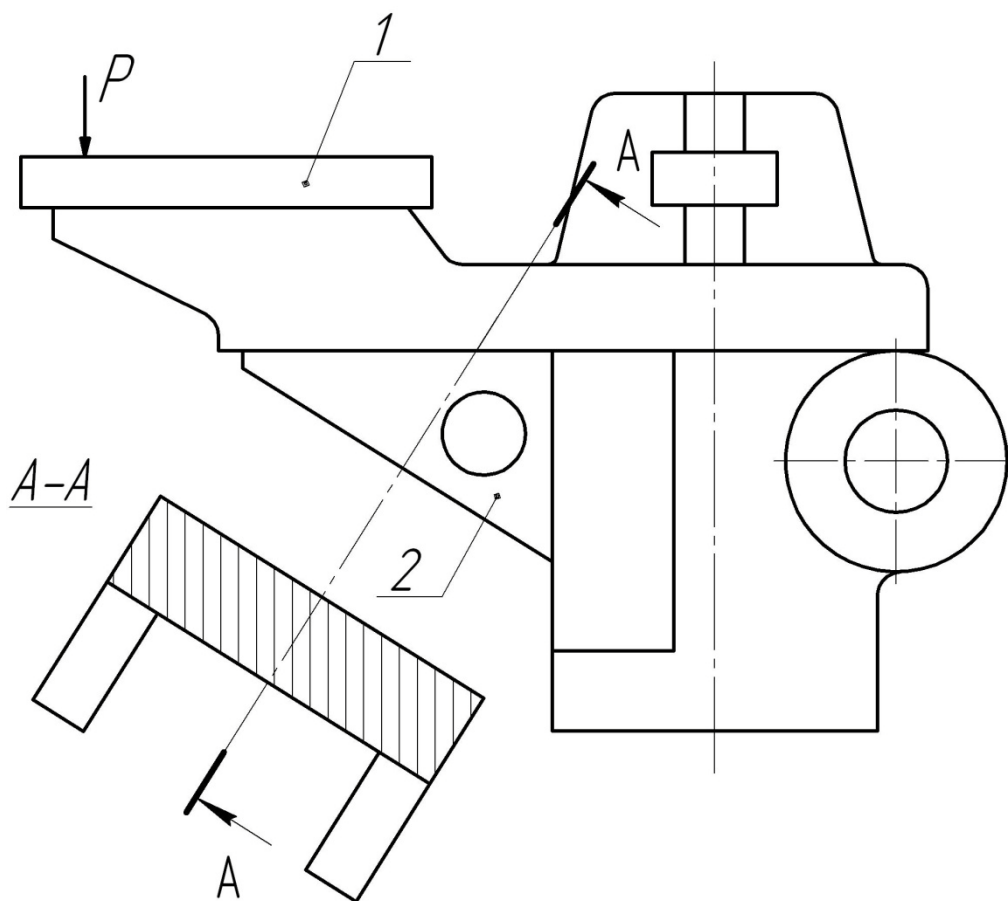


Рисунок 4 – Станина вырубочного преса ПКП-10:
1 – консольная часть; 2 – ребро жесткости

На рис. 5 показана конструкция станины 1 швейной машины, установленной на упругих прокладках 2 и 3 с целью уменьшения колебаний промышленного стола 4.

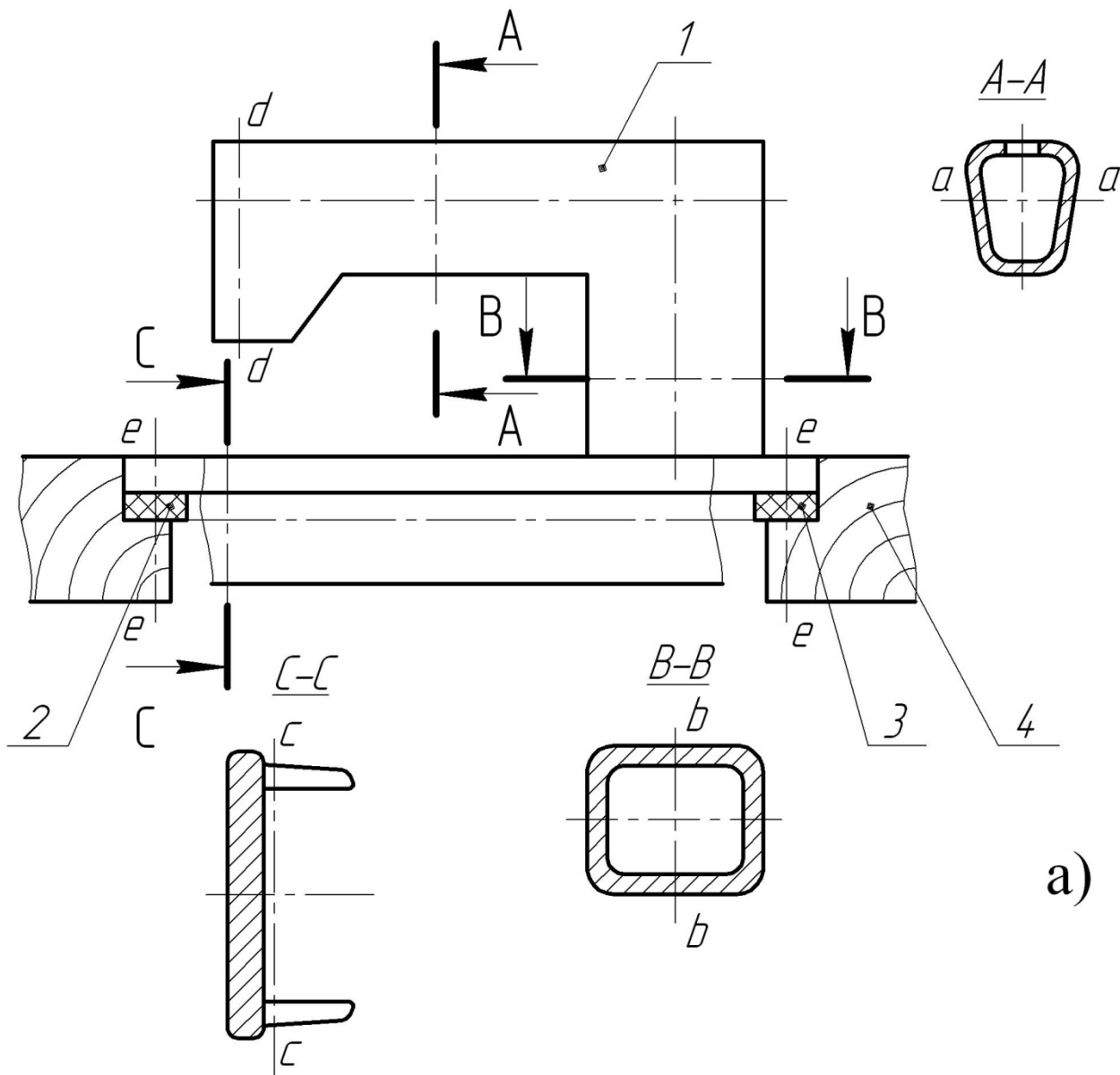
2 Расчет станин на прочность

2.1 Разработка расчетных схем станин

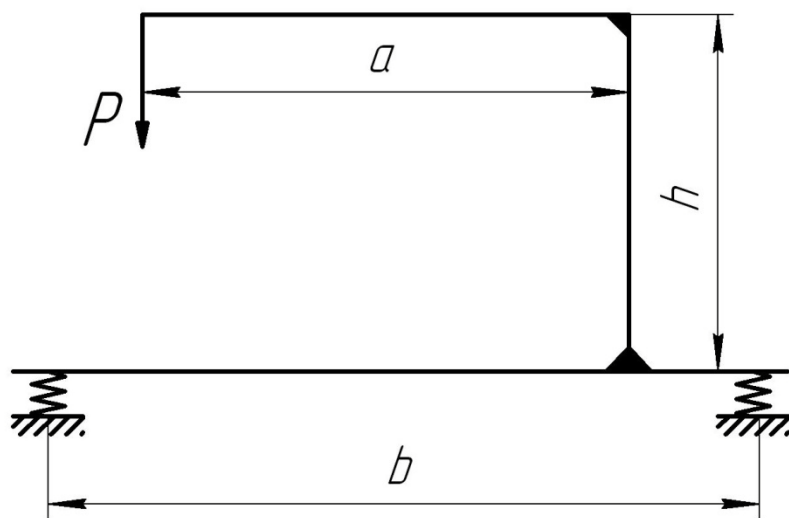
Расчетная схема станины вырубочного преса ПВГ-18-О (см. рис. 1) может быть представлена в виде плоской рамы с замкнутым контуром (рис. 6). Размер H рамы определяется как расстояние между нейтральными осями $b-b$ (см. рис. 1) и $d-d$ сечений $B-B$ и $D-D$ верхней 3 и нижней 4 поперечин.

Размер A равен расстоянию между нейтральными осями $C-C$ боковых стоек 1 и 2. I_1, I_2, I_3 – есть соответственно моменты инерции сечений $B-B, C-C$ и $D-D$ (см. рис. 1) относительно их нейтральных осей. Наибольшие напряжения в опасных сечениях рамы возникают, если усилие вырубания P приложено посередине верхней поперечины 3 (см. рис. 1).

Аналогичным образом строится расчетная схема станины промышленной швейной машины (рис. 5 а, б). Здесь для определения размеров рамы исполь-



a)



б)

Рисунок 5 – Станина швейной машины: а – конструкция, 1 – станина;
2, 3 – упругие прокладки; 4 – промстол; б – расчетная схема

зуются расстояния: a – между осью $d-d$ отверстия для игловодителя и нейтральной осью $b-b$ сечения $B-B$ станины; h – между нейтральными осями $a-a$ и $c-c$ сечений $A-A$ и $C-C$; b – между осями $e-e$ упругих прокладок 2 и 3.

Расчетная схема станины основовязальной машины (рис. 6 а) может быть представлена в виде балки с заделками на концах (рис. 6 б).

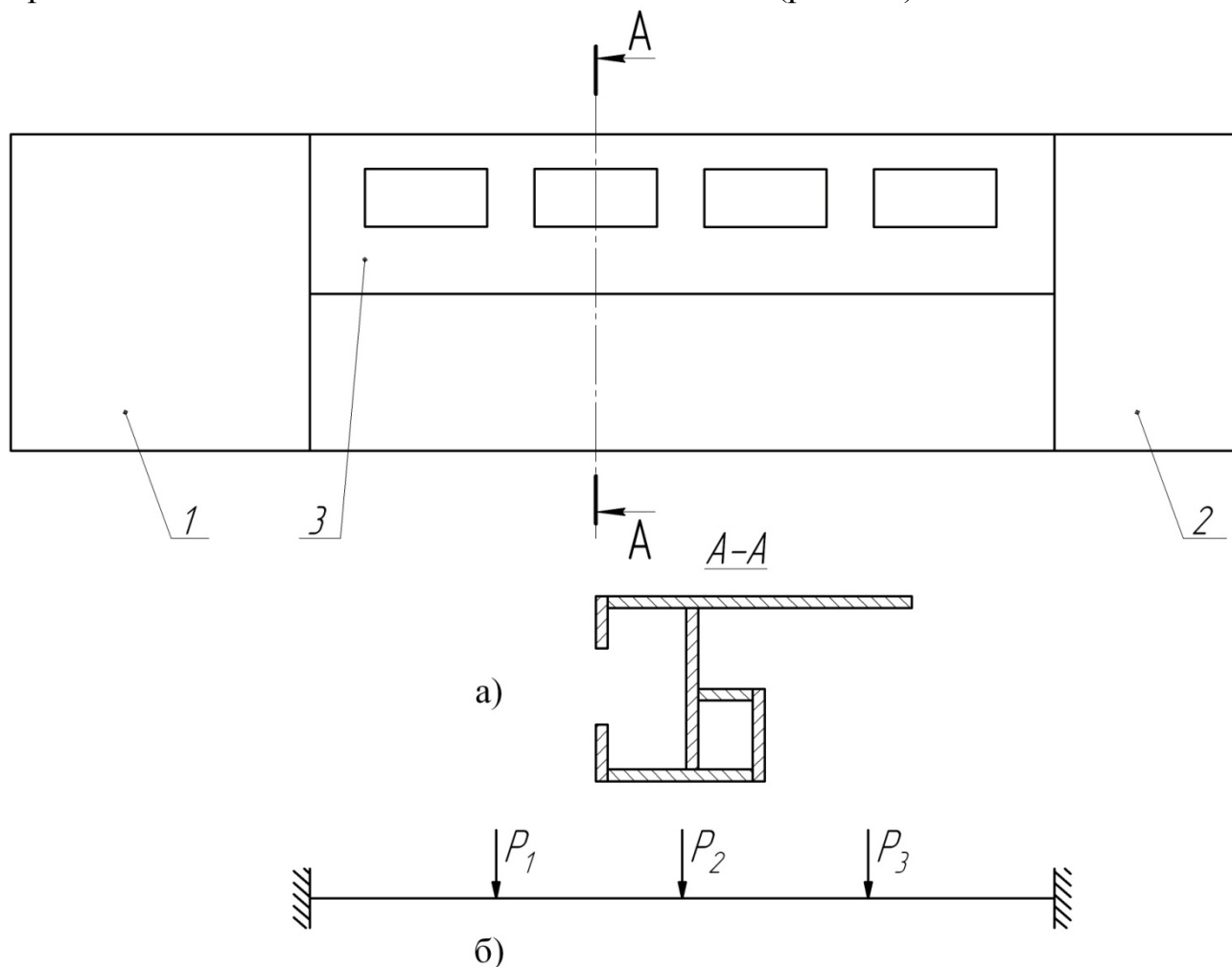


Рисунок 6 – Станина основовязальной машины: а – конструкция; 1, 2 – боковые тумбы; 3 – поперечина; б – расчетная схема

2.2 Расчет изгибающих моментов статически неопределимых станин методом сил

Расчет изгибающих моментов в статически неопределимых рамах не представляет особых трудностей для студентов, изучивших курс «Сопроотивление материалов». Большой интерес вызывает расчет изгибающих моментов статически неопределимых рам методом сил.

Для раскрытия статической неопределимости стержневых и рамных систем применяется метод сил. Он заключается в том, что заданная статически

неопределимая система освобождается от дополнительных связей, а их действие заменяется силами и моментами. Значения этих сил и моментов определяются из условий, накладываемых на перемещение отброшенными связями. Таким образом, при указанном способе раскрытия статической неопределимости неизвестными оказываются силы. Отсюда и название метода сил. Система, освобожденная от дополнительных связей, называется основной системой.

Рассмотрим расчет изгибающих моментов для станины вырубочного прессы ПВГ-18-О (рис. 7).

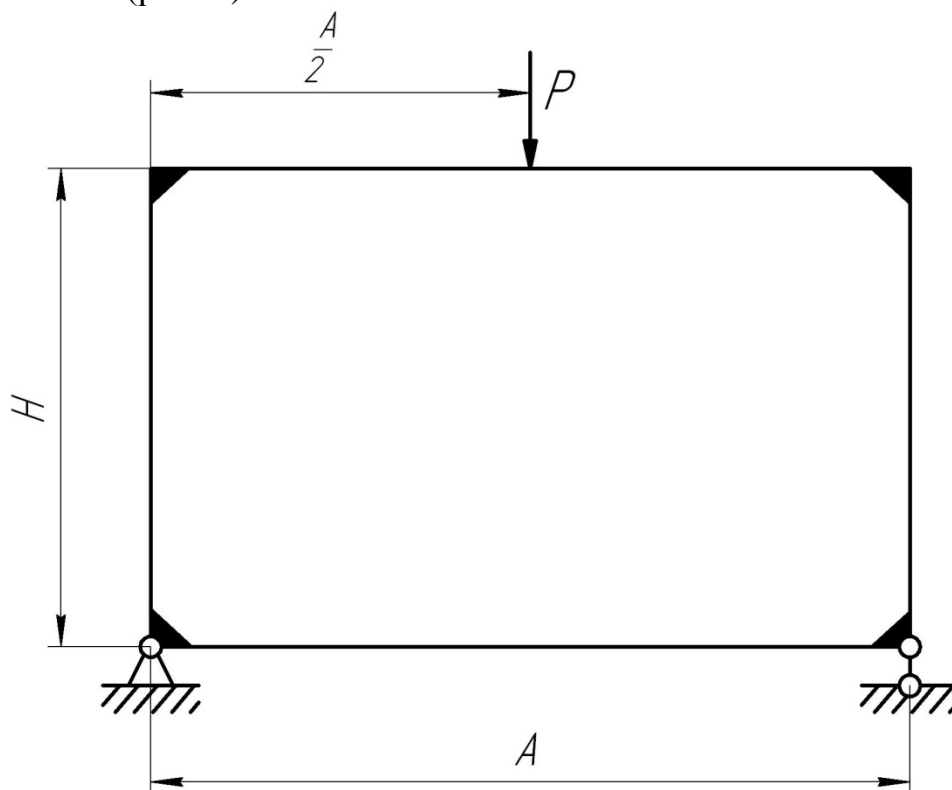


Рисунок 7 – Расчетная схема станины вырубочного прессы ПВГ-18-2-О

На рис. 8 а приведена расчетная схема станины прессы. Степень статической неопределимости рамы равен трем.

На рис. 8 б изображен один из вариантов основной системы, полученной врезанием шарниров в узлы А, В, С.

К сечениям, примыкающим к узлам А, В и С, приложим внешние моменты X_1 , X_2 , заменяющие действие удаленных внутренних связей.

Эти моменты, равные изгибающим моментам в соответствующих сечениях заданной рамы, совместно с известной нагрузкой P образуют систему, эквивалентную заданной.

Канонические уравнения метода сил принимают вид:

$$\begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1P} &= 0, \\ \delta_{12}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2P} &= 0. \end{aligned} \tag{2.1}$$

Здесь Δ_{1P} , δ_{11} , δ_{22} – суммы углов поворота четырех сечений, примыкающих к узлам А и В соответственно от заданной нагрузки Р, единичных моментов \bar{X}_1 и единичных моментов \bar{X}_2 .

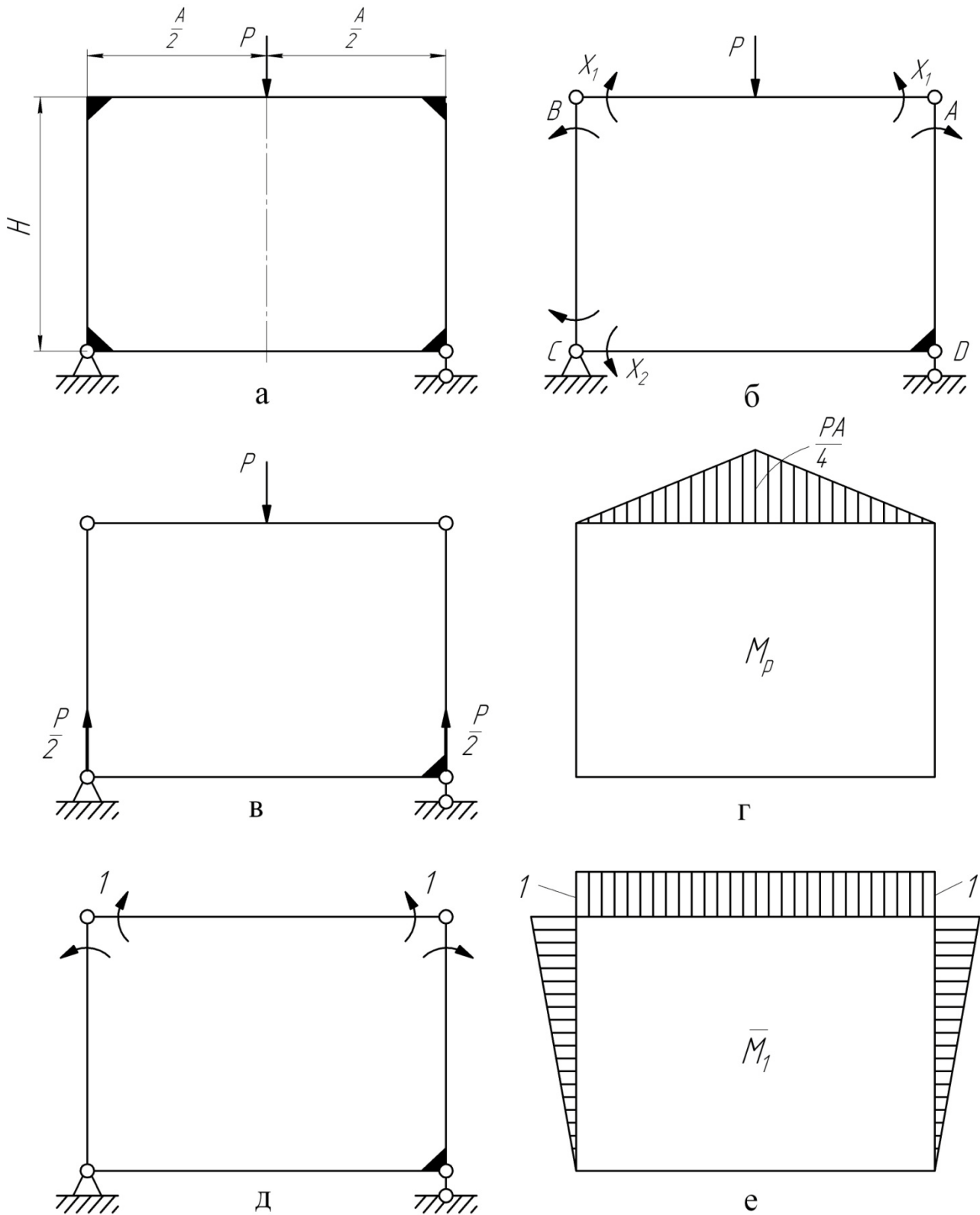


Рисунок 8 – Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов

Аналогичный смысл имеют перемещения Δ_{2P} , δ_{21} , δ_{11} .

Эти перемещения определяются по методу Верещагина перемножением эпюр M_P от заданной нагрузки и эпюр \overline{M}_1 и \overline{M}_2 от единичных моментов \overline{X}_1 , \overline{X}_2 .

На рис. 8 в приведена основная система, нагруженная силой P ; на рис. 8 г – эпюра изгибающих моментов M_P .

На рис. 8 д приведена основная система, нагруженная моментом $\overline{X}_1 = 1$, а на рис. 8 е – эпюра изгибающих моментов \overline{M}_1 .

На рис. 9 а приведена основная система, нагруженная моментом $\overline{X}_2 = 1$, а на рис. 9 б – эпюра изгибающих моментов \overline{M}_2 .

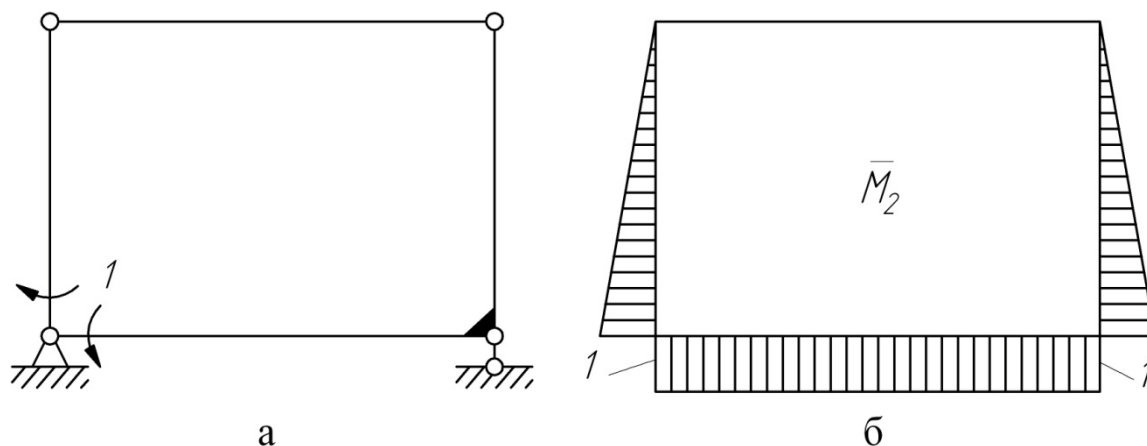


Рисунок 9 – Расчетная схема и эпюры изгибающих моментов

В связи с тем, что построение эпюр \overline{M}_1 и \overline{M}_2 может вызвать затруднение – в приложении дано описание методики построения этих эпюр.

Δ_{1P} определяется перемножением эпюр \overline{M}_1 и M_P :

$$\Delta_{1P} = \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{D\dot{A}}{4} \cdot \dot{A} \right) \frac{1}{\tilde{N}_1} = \frac{D\dot{A}^2}{8\tilde{N}_1}, \quad (2.2)$$

где $C_1 = E_1 I_1$, E_1 – модуль упругости стали; I_1 – момент инерции сечения В-В (см. рис. 1).

δ_{11} определяется перемножением эпюры \overline{M}_1 саму на себя:

$$\delta_{11} = \frac{\dot{A}}{\tilde{N}_1} + \frac{2\dot{I}}{3\tilde{N}_2}, \quad (2.3)$$

где $C_2 = E_2 I_2$, E_2 – модуль упругости чугуна; I_2 – момент инерции сечения С-С (см. рис. 2).

δ_{22} определяется перемножением эпюры \overline{M}_2 саму на себя:

$$\delta_{22} = \frac{2\dot{I}}{3\tilde{N}_2} + \frac{\dot{A}}{\tilde{N}_3}, \quad (2.4)$$

где $C_3 = E_1 I_3$, I_3 – момент инерции сечения D-D (см. рис. 1).

δ_{12} определяется перемножением эпюр \overline{M}_1 и \overline{M}_2 :

$$\delta_{12} = \frac{\dot{I}}{3\tilde{N}_2}, \quad (2.5)$$

Δ_{2D} определяется перемножением эпюр \dot{I}_D и \overline{M}_2 :

$$\Delta_{2D} = 0. \quad (2.6)$$

С учетом равенства (2.6) система (2.1) принимает вид:

$$\begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 &= -\Delta_{1P}, \\ \delta_{12}X_1 + \delta_{22}X_2 &= 0. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Решая систему линейных уравнений (2.7) по методу Крамера [3] получим:

$$\tilde{O}_1 = \frac{-\Delta_{1P}\delta_{22}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2}, \quad (2.8)$$

$$\tilde{O}_2 = \frac{\Delta_{1P}\delta_{12}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2}. \quad (2.9)$$

На рис. 10 показана эпюра изгибающих моментов станины, полученная сложением эпюры \overline{M}_D , эпюры \overline{M}_1 , умноженной на X_1 , и эпюры \overline{M}_2 , умноженной на X_2 .

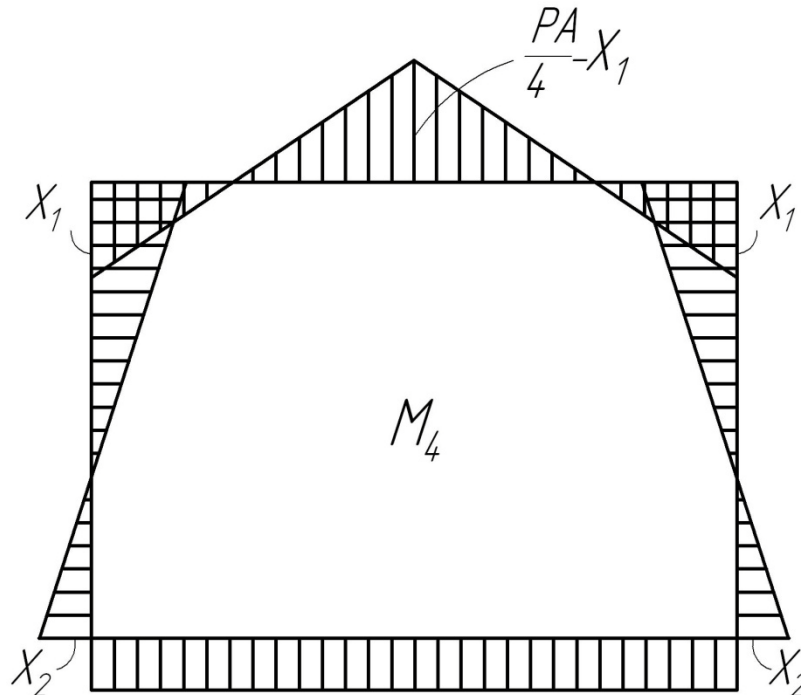


Рисунок 10 – Суммарная эпюра изгибающих моментов статически неопределимой рамы

2.3 Расчеты станин на прочность при статических и динамических нагрузках

Сначала определяются максимальные напряжения изгиба в опасных сечениях отдельных элементов станины. Например, для станины вырубочного пресса (см. рис. 1) следует определить максимальные напряжения изгиба в верхней поперечине 3, боковых стойках 2 и нижней поперечине 1. Для верхней поперечины 3 максимальный изгибающий момент согласно эпюре на рис. 10 равен $\dot{I}_{\partial\zeta\tilde{a}\max} = \frac{D\dot{A}}{4} - \tilde{O}_1$, и, следовательно, опасным является сечение, расположенное посередине. Максимальное напряжение изгиба определится из равенства

$$\sigma_{\partial\zeta\tilde{a}\max} = \frac{\dot{I}_{\partial\zeta\tilde{a}\max}}{w_1},$$

где $w_1 = I_1/y_1$; y_1 – расстояние от нейтральной оси $b-b$ (см. рис. 1) до максимально удаленной от него точки сечения.

Для боковых стоек 1, 2 (см. рис. 1) опасными являются крайние верхние сечения, так как согласно (2.8), (2.9) и (2.4), (2.5) $X_1 > X_2$, а максимальный изгибающий момент равен X_1 .

Для нижних поперечин максимальный изгибающий момент равен X_2 .

После определения $\sigma_{\partial\zeta\tilde{a}\max}$ следует оценить нормальные напряжения сжатия-растяжения, например, для станины вырубочного пресса следует учесть напряжения сжатия σ_C для боковых стоек под действием силы $P/2$. Суммарное максимальное напряжение определяется как сумма $\sigma_{\tilde{N}} = \sigma_{\partial\zeta\tilde{a}\max} + \sigma_{\tilde{N}}$.

Условие прочности в опасных сечениях стержней определяется неравенством $\sigma_{\tilde{N}} \leq [\sigma]$.

Величина $[\sigma]$ определяется в зависимости от характера действия полезной нагрузки P , материала элементов станины, способа получения заготовки. Рассмотрим несколько возможных вариантов.

Нагрузка P – статическая, материал стержня – стальной прокат.

В этом случае допусковое напряжение определяется по формуле

$$[\sigma] = \sigma_T \frac{\varepsilon_s}{[n]},$$

где σ_T – предел текучести материала;

ε_s – масштабный коэффициент, зависящий от размеров сечения, определяется по диаграмме, приведенной в [3] на рис. 3.11;

$[n]$ – коэффициент запаса прочности, для стального проката равен 1,2...1,3.

Нагрузка Р – статическая, материал – чугунное литье.

$$[\sigma] = \frac{\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{\dot{\varepsilon}}}{K_\sigma [n]} \cdot \sigma_B,$$

где σ_B – предел прочности при растяжении;

ε_s – масштабный коэффициент (см. диаграмму на рис. 3.11);

$\varepsilon_{\dot{\varepsilon}}$ – коэффициент формы сечения, для прямоугольного сечения $\varepsilon_{\dot{\varepsilon}} = 0,8 \dots 0,85$, для сечения в виде двутавра, швеллера, креста $\varepsilon_{\dot{\varepsilon}} = 0,7 \dots 0,75$;

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$K_\sigma = 1 + (\alpha_\sigma - 1) q_s,$$

где q_s – коэффициент чувствительности чугуна к концентрации напряжений $0,1 \dots 0,2$;

α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений (см. диаграммы в [3] на рис. 3.12);

$[n]$ – коэффициент запаса прочности, $3,0 \dots 3,5$.

Нагрузка Р – переменная, материал – стальной прокат.

$$[\sigma] = \sigma_{-1} \cdot \frac{\varepsilon_s}{K_\sigma [n]},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала;

ε_s – масштабный коэффициент (приводится в [3] на рис. 3.11);

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при симметричном цикле изменения напряжений;

$$K_\sigma = 1 + (\alpha_\sigma - 1) q,$$

где q – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений (см. в [3] на рис. 3.13);

α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений (см. диаграммы в [3] на рис. 3.12).

Динамическая нагрузка Р, материал – чугунное литье.

$$[\sigma] = \sigma_{-1} \cdot \frac{\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{\dot{\varepsilon}}}{K_\sigma [n]},$$

где σ_{-1} – предел выносливости чугуна (см. таблицу);

$\varepsilon_s, \varepsilon_{\dot{\varepsilon}}, K_\sigma$ – такие же, как для статической нагрузки для чугунного литья.

Таблица

Марка чугуна	СЧ21	СЧ24	СЧ28	СЧ32	СЧ35	СЧ38
σ_{-1} Н/мм ²	100	120	140	140	150	150

3 Расчет станин на жесткость

3.1 Цель и задачи расчета станин на жесткость

Целью расчета является определение упругих перемещений δ_i в заданных сечениях станины под действием максимальных значений действующих сил и проверка условия

$$\delta_i \leq [\delta_i],$$

где $[\delta_i]$ – допускаемое упругое перемещение, определяемое из конструктивных или технологических требований, предъявляемых к станине.

Величина δ_i может быть определена по методу Верещагина по известной схеме [2]. Рассмотрим последовательность расчета для статически неопределимых станин.

1. С помощью метода сил строится эпюра изгибающих моментов.

2. Основная система освобождается от внешних сил и внутренних силовых факторов X_i . В точке сечения, для которого требуется определить перемещение δ_i , прикладывается единичная нагрузка в направлении этого перемещения. Строится эпюра изгибающих моментов от этой единичной силы.

3. Полученная эпюра перемножается на эпюру изгибающих моментов от внешних заданных сил и результат делим на коэффициенты жесткости $C=EI$ соответствующих сечений.

3.2 Пример расчета упругого перемещения для станины вырубочного прессы

Для станины вырубочного прессы (см. рис. 1) по условиям технологии вырубания важно сохранить неизменность положения поверхности верхней поперечины 3. Для выполнения этого условия углы поворота сечений верхней поперечины должны быть минимальными.

Определим максимальный угол поворота сечений, расположенных по краям верхней поперечины. В основной системе к крайним концам верхней поперечины прикладываем единичные моменты (рис. 11 а) и строим эпюру изгибающих моментов (рис. 11 б). Угол поворота сечений определяется посредством перемножения эпюры изгибающих моментов от внешних сил (см. рис. 10) и полученной эпюры от единичных моментов:

$$\delta_1 = \frac{1}{E_1 I_1} \cdot \left(\frac{PA^2}{8} - \frac{X_1^2 A}{4} \right).$$

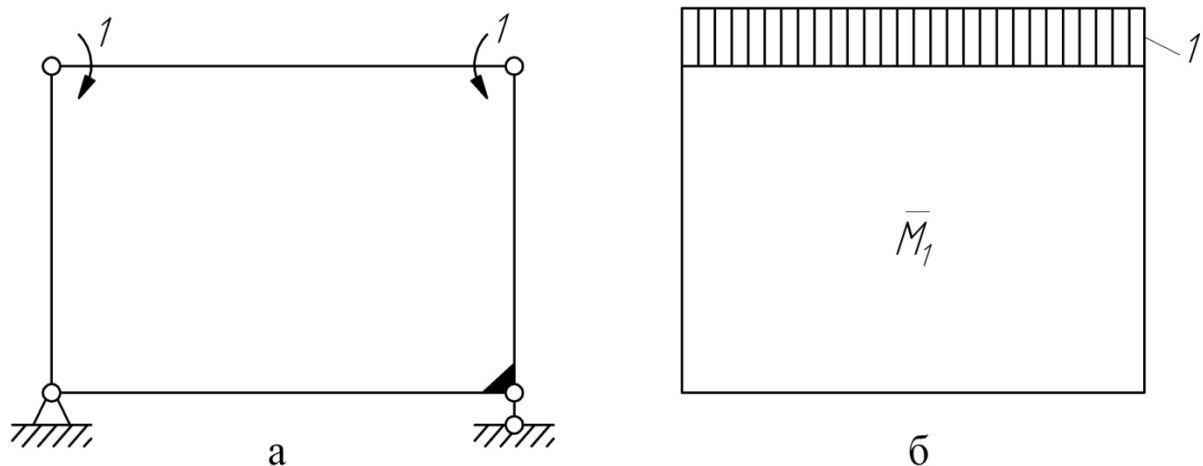


Рисунок 11 – Схема основной системы, нагруженной моментами и эпюре изгибающих моментов

4 Расчет станин на виброустойчивость

Различают активные и реактивные колебания станин. Под активными понимаются колебания, совершаемые отдельными частями станины. Реактивные – это колебания станины в целом, ведущие к изменению положения центра масс станины в пространстве.

4.1 Расчеты реактивных колебаний станин

Под действием периодически изменяющихся сил инерции отдельные части станин, обладающие наименьшей жесткостью, такие, как консольные части (см. рис. 3) и части с большими пролетами (см. рис. 7) могут совершать колебания, представляющие опасность с точки зрения прочности и воздействия на обслуживающий персонал и прилегающие конструктивные элементы.

Основной задачей расчета таких частей станины является проверка условий резонанса.

Пусть на элемент конструкции станины действуют возмущающие силы P_i ($i = 1 \dots n$) с круговыми частотами Ω_i ($i = 1 \dots n$) и при этом элемент конструкции имеет круговые частоты собственных колебаний ω_j ($j = 1 \dots m$). В этом случае необходимо проверить условия попадания конструкции в зону резонанса

$$0,7 \omega_j \leq \Omega_i \leq 1,3 \omega_j \\ i = 1 \dots n; j = 1 \dots m.$$

При определении частот собственных колебаний элементов станины возникают значительные трудности, так как эти элементы представляют системы с распределенными параметрами, и расчеты частот выходят за пределы инженерных курсов. В справочниках приводятся формулы для расчета элементов станины, которые могут быть представлены в виде балок с равномерно распределенными параметрами с заделками на одном или двух концах [5].

4.2 Расчет активных колебаний

Под действием суммарных сил инерции механизмов станина может совершать перемещения, ведущие к изменению центра масс станины. В этом случае расчет сводится к определению массы станины, при которой перемещения отсутствуют, или к определению нагрузки на фундаментные болты, удерживающие станину от перемещений.

Рассмотрим методики расчета необходимой массы станины, находящейся под действием центробежной силы инерции неуравновешенной силы инерции вращающегося ротора (рис. 12).

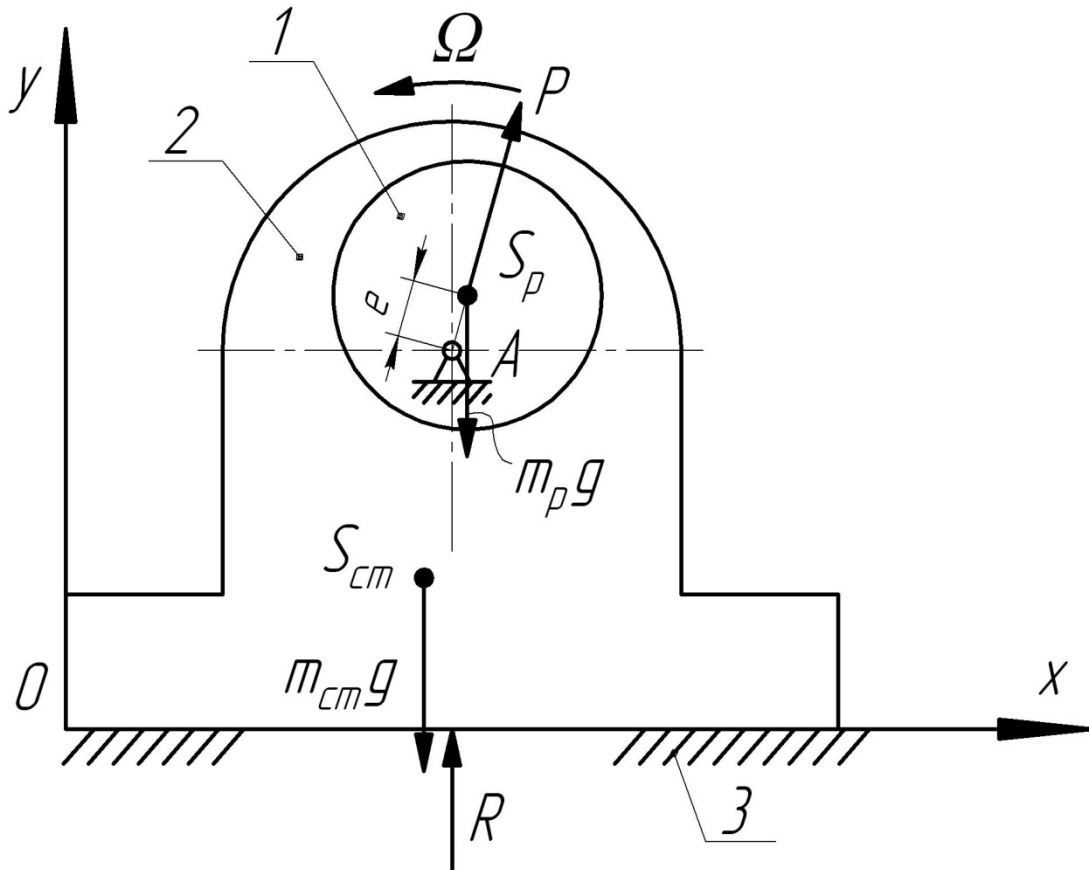


Рисунок 12 – Схема станины машины с неуравновешенным ротором:
 1 – ротор; 2 – станина; 3 – основание; A – центр вращения ротора;
 S_p – центр массы ротора; S_{cm} – центр массы станины

Отдельно рассмотрим условия, при которых отсутствуют перемещения станины по осям x и y , а также ее поворота вокруг точек O и K под действием центробежной силы P ротора.

Условие отсутствия перемещения станины по оси x выражается в виде неравенства:

$$fR > m_p \Omega^2 e,$$

где R – реакция основания, $R = m_{cm}g + m_p g$;

m_{cm} – масса станины;

m_p – масса ротора;

Ω – угловая скорость ротора;

$e = A_{Sp}$ – дисбаланс ротора;

f – коэффициент трения между станиной и основанием.

$$fg(m_{\bar{n}\delta} + m_{\delta}) > m_p \Omega^2 e;$$

$$m_{\bar{n}\delta} > m_{\delta} \left(\frac{\Omega^2 e}{f \cdot g} - 1 \right). \quad (4.1)$$

Условие отсутствия перемещения станины по оси y выразим в виде неравенства:

$$m_{\bar{n}\delta} \cdot g + m_{\delta} \cdot g - m_p \Omega^2 e \geq 0;$$

$$(m_{\bar{n}\delta} + m_{\delta}) \cdot g \geq m_p \Omega^2 e;$$

$$m_{\bar{n}\delta} \geq m_{\delta} \left(\frac{\Omega^2 e}{g} - 1 \right). \quad (4.2)$$

Неравенство (4.2) сильнее неравенства (4.1), так как для удовлетворения (4.2) требуется большее значение m_{cm} . Поэтому можно ограничиться проверкой массы станины на отсутствие перемещений по оси y по неравенству (4.2).

Станина может терять устойчивость вследствие поворота вокруг точки K (рис. 13) под действием центробежной силы ротора P . Максимальный момент силы P имеет место при максимальном плече этой силы относительно точки K . При этом сила P перпендикулярна линии AK (рис. 13).

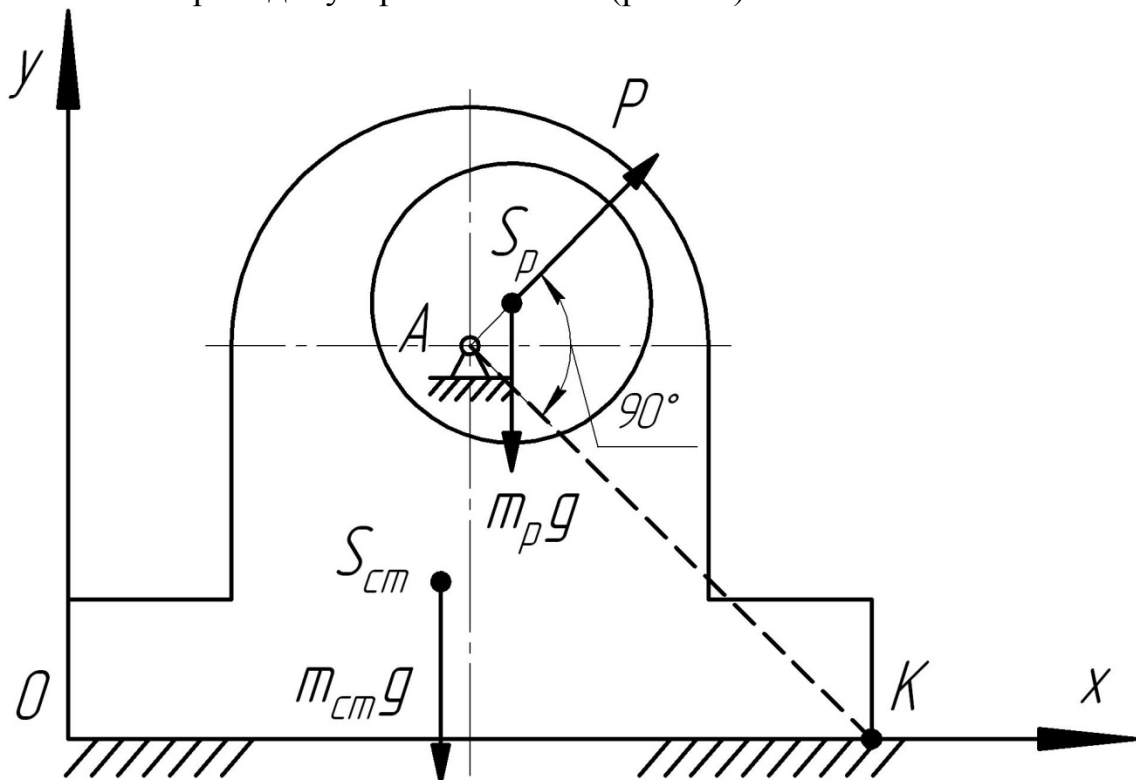


Рисунок 13

Тогда условие отсутствия поворота станины вокруг точки K выражается неравенством:

$$m_{\tilde{n}\delta} \cdot g (x_{\hat{E}} - x_{\tilde{n}\delta}) + m_{\delta} \cdot g (x_{\hat{E}} - x_{\hat{A}}) - D \sqrt{(x_{\hat{E}} - x_{\hat{A}})^2 + (y_{\hat{E}} - y_{\hat{A}})^2} \geq 0,$$

где $x_{\hat{E}}, x_{\hat{A}}, x_{\tilde{n}\delta}$ – координаты x точек K, A и центра масс S_{cm} станины в системе координат xOy ; ввиду малости e принято $x_{Sp} \approx x_A, y_{Sp} \approx y_A$.

$$m_{\tilde{n}\delta} \cdot g (x_{\hat{E}} - x_{\tilde{n}\delta}) \geq m_{\delta} \Omega^2 e \cdot AK - m_{\delta} g (x_{\hat{E}} - x_{\hat{A}}),$$

$$m_{\tilde{n}\delta} \geq \frac{m_{\delta} (\Omega^2 e \cdot AK - g (x_{\hat{E}} - x_{\hat{A}}))}{g (x_{\hat{E}} - x_{\tilde{n}\delta})}. \quad (4.3)$$

где x_K, y_K – координаты точки K в системе координат xOy ;
 x_A, y_A – координаты точки A .

Под действием силы P может произойти поворот станины вокруг точки O (рис. 14). Максимальный момент силы P относительно O имеет место, когда сила P перпендикулярна линии OA . С учетом этого условие отсутствия поворота станины вокруг точки выражается в виде неравенства:

$$-m_{\tilde{n}\delta} \cdot g \cdot x_{\tilde{n}\delta} - m_{\delta} \cdot g \cdot x_A + m_{\delta} \Omega^2 e \sqrt{x_A^2 + y_A^2} \leq 0,$$

где x_P – координата x центра масс S_P ротора, ввиду малости e можно принять $x_P = x_A$;
 y_A – координата y точки A .

$$m_{\tilde{n}\delta} \geq \frac{m_{\delta} (\Omega^2 e \sqrt{x_A^2 + y_A^2} - g \cdot x_P)}{g \cdot x_{\tilde{n}\delta}}. \quad (4.4)$$

4.3 Расчет виброизоляции станин

Вертикальная составляющая P_y силы инерции неуравновешенного ротора изменяется по синусоидальному закону $P_y = P \sin \Omega t$ (рис. 15). При отсутствии виброизолирующих элементов между станиной и основанием, сила P_y целиком передается на основание. При этом сила реакции основания $R = P_y = P \sin \Omega t$. В результате возникают колебания основания, что может вызвать негативные последствия, например, колебания основания могут передаваться на органы (руки, ноги) оператора, обслуживающего машину. С целью уменьшения колебаний основания станина устанавливается на упругие элементы 3, 4 (рис. 15). В качестве упругих элементов могут использоваться стальные пружины или прокладки из полимерных материалов.

Существуют методы расчета податливости виброизолирующих элементов, которые обеспечивают снижение силы R , передающиеся на основание в несколько раз по сравнению с силой P . Методика расчета приведена в [5] (см. расчет активной виброизоляции).

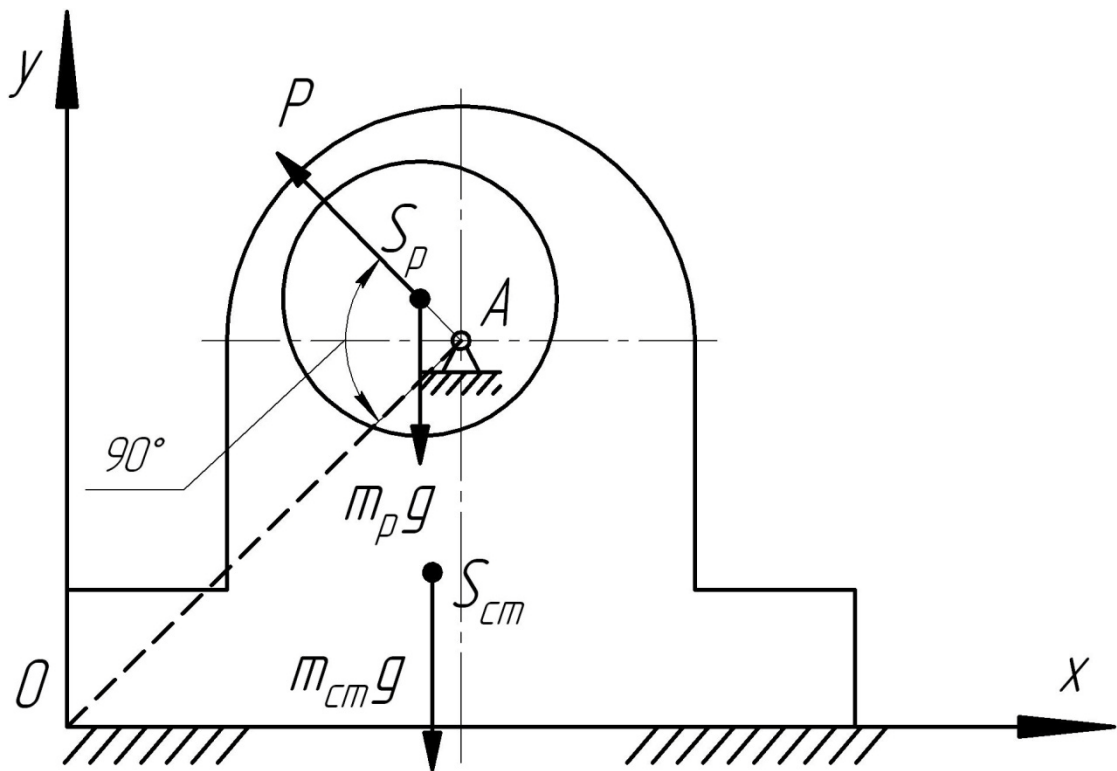


Рисунок 14

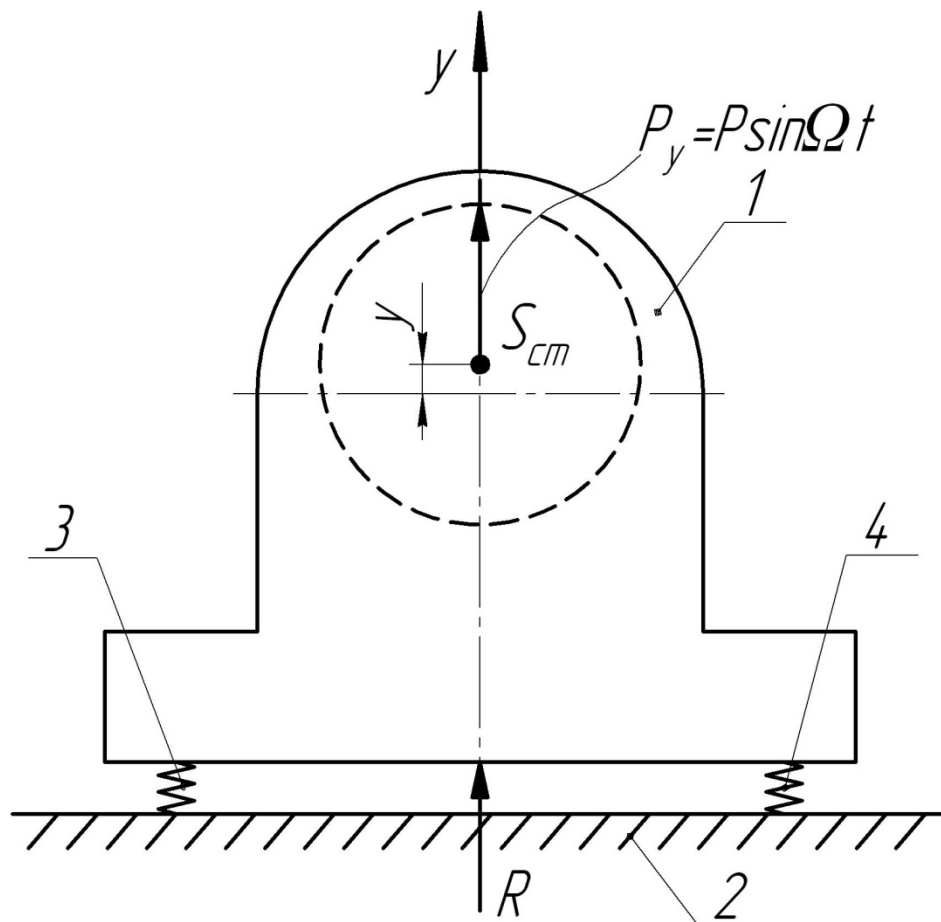


Рисунок 15 – Схема установки станины машины на виброизоляцию:
 1 – станина; 2 – основание; 3, 4 – виброизолирующие элементы

Литература

1. Основы конструирования и расчета типовых машин и аппаратов легкой промышленности / Н. Н. Архипов [и др.] . – Москва : Машгиз, 1963. – 599 с.
2. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов : учебник для вузов / В. И. Феодосьев. – 9-е изд., перераб. – Москва : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 512 с.
3. Астровский, А. И. Высшая математика : учебное пособие. В 3 ч. Ч. 1 / А. И. Астровский, М. П. Дымков. – Минск : БГЭУ, 2009. ч. 1 – 398 с.
4. Сункуев, Б. С. Расчет и конструирование исполнительных механизмов машин : учебное пособие / Б. С. Сункуев. – Витебск : УО «ВГТУ», 2003. – 115 с.
5. Расчет колебаний конструктивных элементов машин : методическая разработка по курсу «Расчет и конструирование типовых машин легкой промышленности» для студентов специальности «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания»/ сост. Б. С. Сункуев. – Витебск : УО «ВГТУ», 1995. – 43 с.

Приложение

Построение эпюр изгибающих моментов основной системы, нагруженной моментами $\bar{O}_1 = 1$ и $\bar{O}_2 = 1$

На рис. П. 1 приведена схема основной системы, нагруженной моментами $\bar{O}_1 = 1$. Вследствие симметричности рамы и внешней нагрузки моменты, приложенные к правой и левой частям рамы, одинаковы.

Рассмотрим силы, действующие на каждую из частей рамы: верхнего стержня (рис. П. 2 а), правой стойки и нижнего стержня, связанных жестко (рис. П. 3 а), левой стойки (рис. П. 4 а).

На верхний стержень действуют моменты, равные 1. Направляем их таким образом, чтобы вызываемые их действием изгибающие моменты вызывали положительную деформацию стержня. Кроме того, вдоль стержня действуют неизвестные пока реакции со стороны сопряженных частей рамы. Под действием указанных сил и моментов эпюра изгибающих моментов имеет вид, показанный на рис. П. 2 а.

На правую стойку (рис. П. 3 а) действует момент $\bar{O}_1 = 1$, а также реакции со стороны сопряженных частей рамы, образующие пару сил, равных $1/H$. Момент пары сил имеет плечо H и равен $\frac{1}{I} \cdot \dot{I} = 1$. Эпюра изгибающих моментов приведена на рис. П. 3 б.

На левую стойку действует момент $\bar{O}_1 = 1$ и пара реактивных сил $1/H$, образующих момент, противоположный \bar{O}_1 : $\frac{1}{I} \cdot \dot{I} = 1$. Эпюра изгибающих моментов приведена на рис. П. 4 б.

На рис. П. 5 приведена схема основной системы, нагруженной моментами $\bar{O}_2 = 1$.

На нижний стержень и правую стойку действует момент $\bar{O}_2 = 1$ (рис. П. 6 а), приложенный к нижней стойке, и пара реактивных сил с плечом H , создающих момент $\frac{1}{I} \cdot \dot{I} = 1$, противоположный $\bar{O}_2 = 1$. Эпюра изгибающих моментов приведена на рис. П. 6 б.

На левую стойку действует момент $\bar{O}_2 = 1$ (рис. П. 7 а) и пара сил $1/H$ с плечом H , создающих момент $\frac{1}{I} \cdot \dot{I} = 1$, противоположный $\bar{O}_2 = 1$. Верхний стержень нагружен только реактивными силами $1/H$ (рис. П. 8), действующими вдоль стержня. Изгибающие моменты отсутствуют.

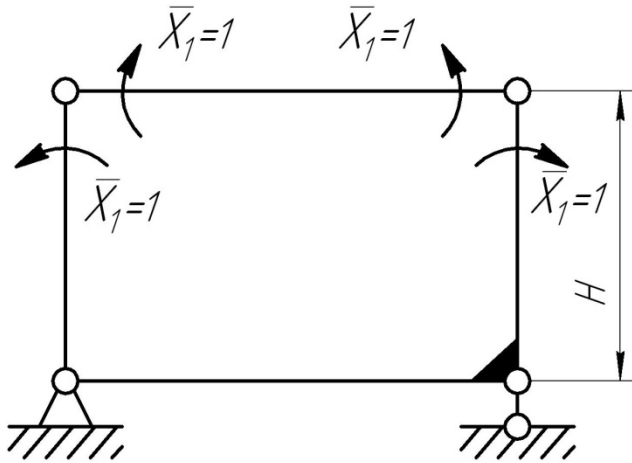


Рисунок П. 1 – Схема основной системы, нагруженной моментами $\bar{O}_1 = 1$

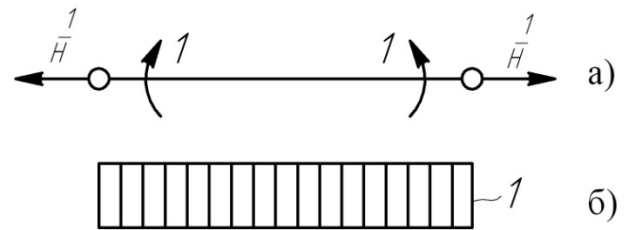


Рисунок П. 2 – Схема нагружения верхнего стержня (а) и эпюра изгибающих моментов (б)

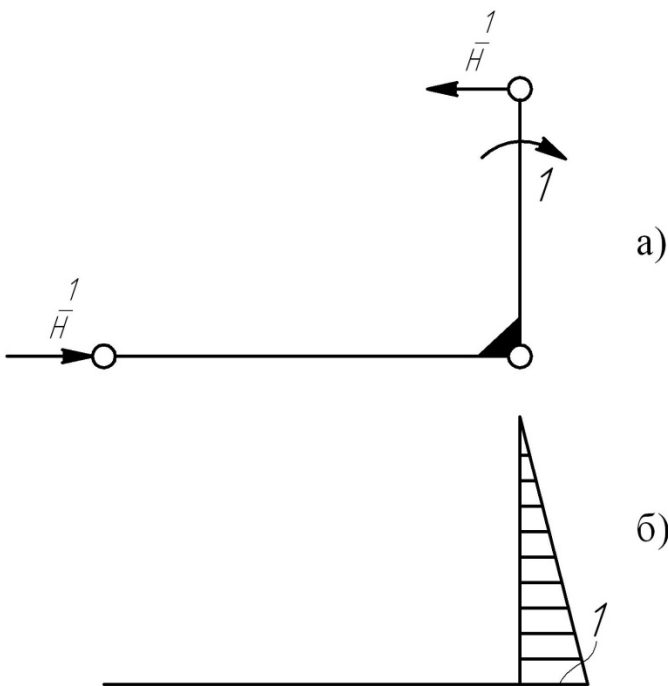


Рисунок П. 3 – Схема нагружения правой стойки и нижнего стержня (а) и эпюра изгибающих моментов (б)

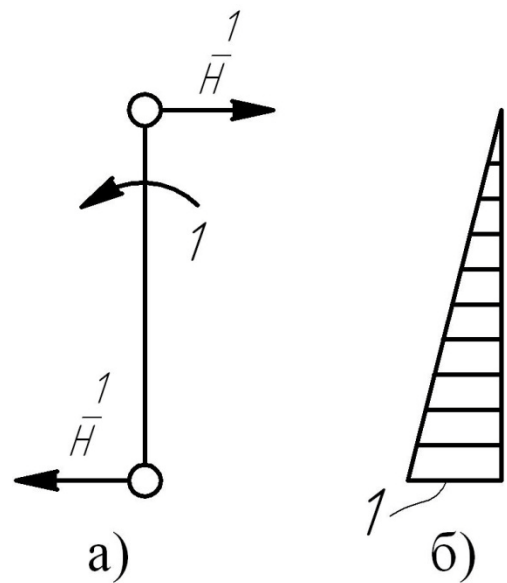


Рисунок П. 4 – Схема нагружения левой стойки (а) и эпюра изгибающих моментов (б)

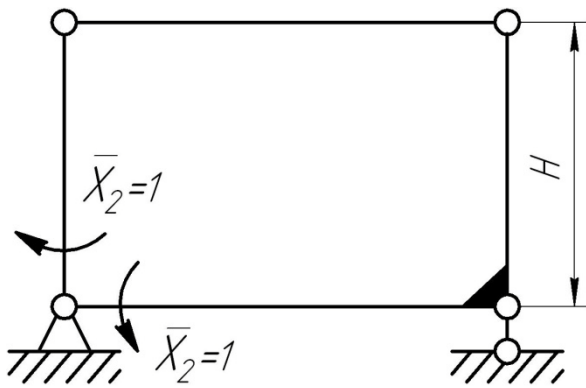


Рисунок П. 5 – Схема основной системы, нагруженной моментами $\bar{O}_2 = 1$

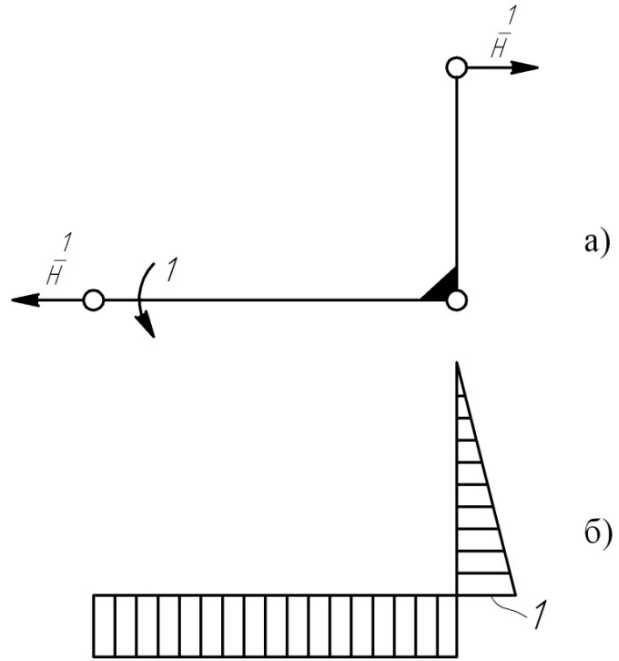


Рисунок П. 6 – Схема нагружения правой стойки и нижнего стержня (а) и эпюра изгибающих моментов (б)

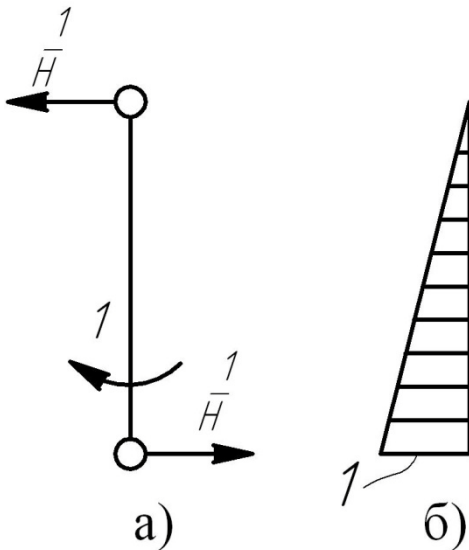


Рисунок П. 7 – Схема нагружения левой стойки (а) и эпюра изгибающих моментов (б)

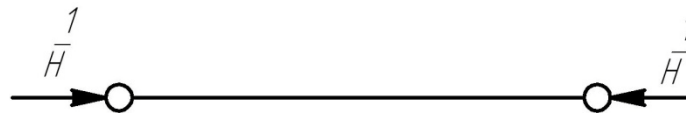


Рисунок П. 8 – Схема нагружения верхнего стержня