

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Машиноведение и детали машин»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Практикум

для обучающихся специальностей

6-05-0714-02 «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты»

и 6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области машиностроительного оборудования
и технологий*

Минск
БНТУ
2025

УДК 621.181.001.24 (075.8)

ББК 31.38я7

Т33

А в т о р ы:

С. В. Харитончик, А. А. Калина,

Е. М. Дубовская, А. А. Сухоцкий

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Технологии и организация технического сервиса»

Белорусского государственного аграрного технического университета

(зав. кафедрой, канд. техн. наук, доцент *В. Е. Тарасенко*);

доцент кафедры механики материалов и деталей машин

Белорусского государственного аграрного технического университета,

канд. техн. наук *В. Н. Основин*

Теория механизмов и машин: практикум для обучающихся специальностей 6-05-0714-02 «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» и 6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств» / С. В. Харитончик, А. А. Калина, Е. М. Дубовская, А. А. Сухоцкий. – Минск : БНТУ, 2025. – 56 с.
ISBN 978-985-31-0116-4.

Издание предназначено для изучения дисциплины «Теория механизмов и машин». Предусмотрено выполнение лабораторных работ «Динамическая балансировка роторов», «Построение зубьев эвольвентного профиля методом обкатки» и «Определение КПД механизма с качающейся и вращающейся кулисами». Содержит теоретическую часть, описание лабораторной работы и контрольные вопросы.

УДК 621.01 (076.5)

ББК 34.41я7

ISBN 978-985-31-0116-4

© Белорусский национальный
технический университет, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа № 1.	
Динамическая балансировка роторов	4
Лабораторная работа № 2.	
Построение зубьев эвольвентного профиля методом обкатки	22
Лабораторная работа № 3.	
Определение КПД механизма с качающейся и вращающейся кулисой	37
ЛИТЕРАТУРА	47
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	48
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	52
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	55

Лабораторная работа № 1

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ

Цель работы: выяснение сущности метода динамической балансировки ротора и выполнение балансировки ротора на балансировочном станке Б. В. Шитикова.

Теоретические сведения

Неуравновешенность роторов и ее виды

Роторы, виды роторов. В соответствии с ГОСТ 19534-74 ротором называется тело, которое при вращении удерживается своими несущими поверхностями в опорах. В машинах это может быть шкив, зубчатое колесо, ротор электродвигателя, маховик, барабан, коленчатый вал и т. п.

Несущими являются поверхности цапф или поверхности, их заменяющие. Прямая, соединяющая центры тяжести контуров поперечных сечений середин несущих поверхностей, называется *осью ротора*. По числу опор роторы бывают *двух-* и *многоопорными*. Ротор может быть *межопорным*, если существенная часть его массы расположена между опорами; *консольным*, если существенная часть его массы находится за одной из крайних опор, и *двухконсольным* при расположении существенной части его массы за двумя крайними опорами.

Рассмотрим центробежные силы инерции ротора (рис. 1.1), вращающегося вокруг неподвижной оси Z с постоянной угловой скоростью ω .

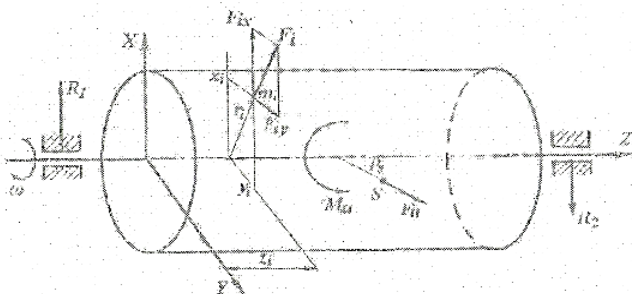


Рис. 1.1. Схема ротора, вращающегося вокруг неподвижной оси Z

Элементарные силы инерции F_i точечных масс ротора образуют пространственную систему сил, которая сводится к главному вектору центробежных сил инерции $\overline{F_H}$, приложенному к центру масс звена S , и главному моменту сил инерции M_H , действующих в различных плоскостях

$$\overline{F_H} = \sum \overline{F_i} = \omega^2 \sum \overline{m_i r_i} = \omega^2 \overline{D}, \quad (1)$$

$$M_H = |\sum F_i z_i| = \sqrt{(F_{ix} z_i)^2 + (F_{iy} z_i)^2} = \omega^2 \sqrt{I_{xz}^2 + I_{yz}^2} = \omega^2 M_D, \quad (2)$$

где m_i и r_i – неуравновешенная точечная масса и ее эксцентриситет;

$m_p = \sum m_i$ – масса ротора;

ρ_s – эксцентриситет ротора;

$\overline{D} = \sum \overline{m_i r_i} = \overline{m_p \rho_s}$ – главный вектор дисбалансов ротора;

I_{xz} , I_{yz} – центробежные моменты инерции ротора: $I_{xz} = \sum m_i x_i z_i$; $I_{yz} = \sum m_i y_i z_i$

$M_D = \sqrt{I_{xz}^2 + I_{yz}^2}$ – главный момент дисбалансов ротора.

Векторы $\overline{F_H}$ и M_H центробежных сил инерции вызывают динамические реакции в подшипниках ротора, которые передаются станине машины и фундаменту, причем $\overline{F_H}$ и M_H вращаются вместе с ротором. Вследствие этого возникают механические колебания в опорах ротора и станине, что увеличивает износ подшипников и потери энергии на трение, могут иметь место разрушения механизмов.

Не подверженный действию внешних сил ротор, вращающийся с постоянной угловой скоростью, находится в состоянии динамического равновесия, характеризуемого равенством нулю главного вектора $\overline{F_H}$ и главного момента M_H сил инерции ротора, т. е.

$$\overline{F_H} = \omega^2 \overline{D} = 0, \quad (3)$$

$$M_H = \omega^2 M_D = 0. \quad (4)$$

Для выполнения условия (3) необходимо и достаточно, чтобы ось вращения ротора являлась центральной осью инерции, то есть проходила через его центр масс S ($\rho_S = 0$).

Для выполнения условия (4) необходимо и достаточно, чтобы ось вращения ротора совпадала с одной из его главных осей инерции, т. е. чтобы были равны нулю его центробежные моменты инерции ($I_{xz} = 0$, $I_{yz} = 0$).

Ротор полностью уравновешен (выполняются условия (3) и (4)), когда ось вращения является главной центральной осью инерции.

Если ротор вращается вокруг оси, не совпадающей с главной центральной осью инерции, то он является неуравновешенным.

Неуравновешенность роторов, виды и меры неуравновешенности. *Неуравновешенность* – это состояние ротора, характеризующееся таким распределением масс, которое во время вращения вызывает переменные нагрузки на опорах ротора и его изгиб.

Причины ее возникновения можно разделить на две группы. Первая из них – это дефекты, связанные с нарушением технологии изготовления, сборки и балансировки ротора после сборки, с заменой или перестановкой деталей в процессе монтажа, характеризующиеся повышенной вибрацией непосредственно по завершении ремонта или монтажа оборудования. Другая группа – дефекты эксплуатации, такие как разрушение и «вылет» частей ротора (например, частей рабочего диска, лопаток) в процессе работы, характеризующиеся внезапными однократными скачкообразными изменениями амплитуды и/или фазы вибрации, и различные виды износа поверхностей ротора (например, трущихся и рабочих – шеек вала, лопастей колес), отложения в процессе работы, уменьшение натяга (нарушение посадок) деталей вала, в большинстве случаев характеризующиеся сравнительно медленными (в течение часов, дней, месяцев и более) изменениями амплитуды и/или фазы вибрации.

В зависимости от взаимного расположения оси вращения вектора Z и его главной центральной оси инерции Z' по ГОСТ 19534-74 различают три вида неуравновешенности.

1. *Статическая неуравновешенность* характеризуется таким распределением масс ротора, при котором ось вращения ротора и глав-

ная центральная ось инерции параллельны (рис. 1.2). При этом $\bar{D} \neq 0$, а главный момент дисбалансов $M_D \approx 0$. Направление главного вектора дисбалансов $\bar{D}$ совпадает с направлением главного вектора сил инерции $\bar{F}_H$, действующих на ротор при вращении.

Наличие статической неуравновешенности легко выявить опытным путем. Для этого достаточно ротор положить на горизонтальные призмы («ножи»). Под действием силы тяжести ротор будет стремиться к устойчивому положению равновесия, когда его центр масс S занимает наиболее низкое положение: т. е. на ножках ротор будет поворачиваться.

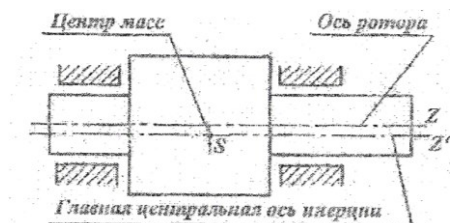


Рис. 1.2. Статическая неуравновешенность ротора

2. *Моментная неуравновешенность*, при которой ось вращения ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются в центре масс ротора (рис. 1.3). Так как центр масс ротора находится на оси вращения, то $\bar{D} = m\bar{\rho}_S = 0$, а момент дисбаланса $M_D = \sqrt{I_{XZ}^2 + I_{YZ}^2} \neq 0$, следовательно, $I_{XZ} \neq 0$ и $I_{YZ} \neq 0$. Моментная неуравновешенность обнаруживается только при вращении ротора.

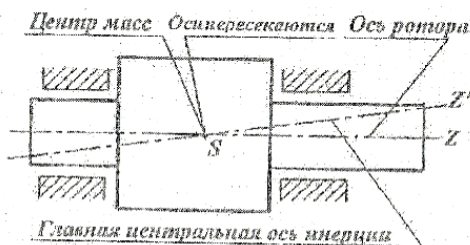


Рис. 1.3. Моментная неуравновешенность ротора

3. *Динамическая неуравновешенность ротора* – это наиболее общий случай неуравновешенности, когда оси либо пересекаются вне центра масс, либо не пересекаются, а скрещиваются в пространстве (рис. 1.4). При этом $\bar{D} \neq 0$ и $M_D \neq 0$.

Динамическая неуравновешенность включает как статическую, так и моментную неуравновешенности одновременно.

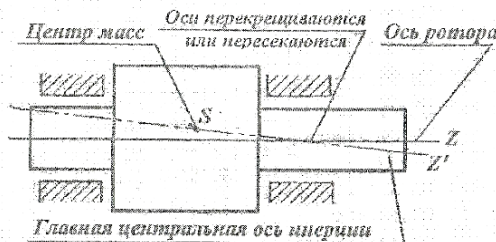


Рис. 1.4. Динамическая неуравновешенность ротора

Из всего вышеизложенного следует, что неуравновешенность не зависит от параметров движения, а определяется конструктивными характеристиками ротора. Поэтому в качестве мер неуравновешенности роторов берутся их массово-геометрические характеристики. Так, в качестве меры статической неуравновешенности принят главный вектор дисбалансов ротора $\bar{D} = m\bar{r}_S$, мерой моментной неуравновешенности является главный момент дисбалансов ротора $M_D = \sqrt{I_{XZ}^2 + I_{YZ}^2}$.

Способы уменьшения неуравновешенности. Идеально уравновешенный ротор будет передавать на свои опоры и далее на раму только статические нагрузки от собственного веса, т. е. вращающийся ротор будет оказывать на опоры такое же воздействие, как и неподвижный. Для создания такого состояния в процессе проектирования роторов стремятся выбрать наиболее правильные решения в конструкциях и технологиях их изготовления, добиваясь массовой симметрии всех вращающихся масс. Так, например, при изготовлении ротора с малой осевой протяженностью и его установке на ось вращения (рис. 1.5, а) необходимо, чтобы посадочное отверстие и внешний размер были концентричными, а ось вращения –

перпендикулярной плоскости ротора. Несоблюдение первого требования приведет к появлению статической неуравновешенности (рис. 1.5, б), второго – моментной (рис. 1.5, в), обоих – динамической.

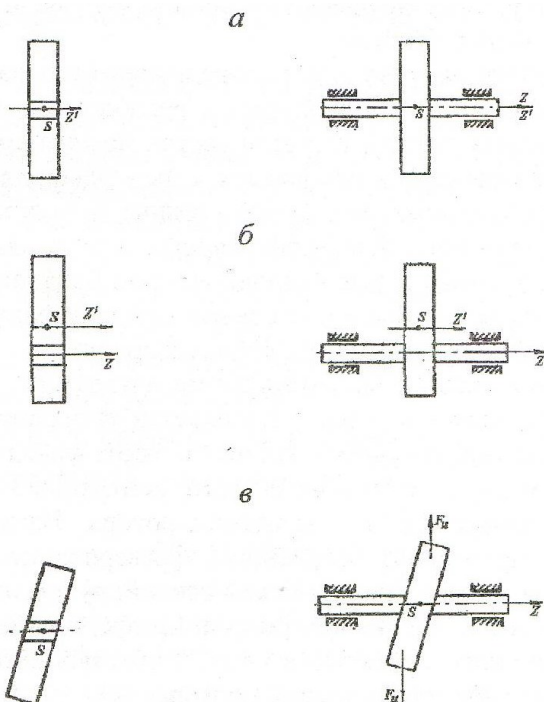


Рис. 1.5. Появление неуравновешенности ротора за счет нарушений технологии изготовления и сборки

Таким образом, в силу вышеизложенных причин ротор, который кажется уравновешенным, в действительности имеет ту или иную неуравновешенность. Для устранения ее вводят дополнительную технологическую операцию – *балансировку*.

Балансировка роторов. Балансировочные станки

Балансировка – технологическая операция, направленная на опытное обнаружение неуравновешенности ротора и ее уменьшение до допустимой величины.

Так как неуравновешенность ротора может быть заменена эквивалентной системой двух дисбалансов, расположенных в двух поперечных сечениях ротора, то ротор всегда может быть приведен в состояние динамического равновесия с помощью двух корректирующих масс (противовесов), расположенных в двух произвольных плоскостях коррекции, перпендикулярных оси вращения ротора. Измерение дисбаланса и уменьшение его при балансировке можно производить последовательно, как самостоятельные операции, и одновременно (при автоматической балансировке).

Балансировку можно выполнять двумя методами:

1) перераспределением масс в плоскостях коррекции. Корректирующие массы (противовесы) устанавливают, удаляют или перемещают таким образом, чтобы главная центральная ось инерции ротора приближалась к оси вращения ротора. Изменение массы противовесов производят сверлением, фрезерованием, наплавкой, наваркой, выжиганием электрической искрой, лучом лазера и т. д.;

2) коррекцией положения оси ротора. Цапфы подшипников ротора перемещают или обрабатывают так, чтобы ось ротора совпала с главной центральной инерции ротора.

Дисбалансы ротора, имеющие место до и после балансировки, называют соответственно *начальным и остаточным дисбалансами*.

Наибольший остаточный дисбаланс, приемлемый по нормам балансировки, называется *допустимым дисбалансом*.

В реальных машинах невозможно полностью устранить неуравновешенность ротора, поэтому возникает вопрос о допустимых значениях остаточной неуравновешенности. Снижение динамических нагрузок позволяет использовать более низкие значения остаточных дисбалансов. С повышением точности балансировки увеличивается время и затраты на ее проведение. Точность балансировки должна соответствовать точности изготовления ротора, поэтому назначаемые допустимые дисбалансы выбираются с учетом требований эксплуатации, технических возможностей производства и экономической целесообразности и оговорены стандартами.

Так, например, допустимые дисбалансы электрических машин определяются ГОСТ 12327-79, а шлифовальных кругов – ГОСТ 3060-75.

По видам неуравновешенности различают *статическую, моментную и динамическую балансировку* ротора.

Статическая балансировка применяется для роторов дискообразной формы, масса которых приблизительно расположена в одной плоскости и доля моментной неуравновешенности незначительна (или равна нулю). Она состоит в приведении центра масс ротора на ось вращения с помощью одной корректирующей массы, устанавливаемой в плоскости коррекции.

Обычно это допустимо для роторов, у которых отношение длины ротора к его диаметру 0,20–0,25.

При статической балансировке на радиусе r_{Π} в плоскости коррекции устанавливают корректирующую массу

$$m_{\Pi} = \frac{m_p \rho_s}{r_{\Pi}} = \frac{D_{\Pi}}{r_{\Pi}}.$$

Если плоскость коррекции проходит через центр масс ротора или корректирующие массы устанавливаются в две симметричные относительно центра масс плоскости, то статическая балансировка не вызывает дополнительной моментной неуравновешенности.

Статическая балансировка может выполняться либо в статическом, либо динамическом режимах.

Статический режим основан на свойстве центра масс ротора занимать при устойчивом равновесии наинизшее положение. Простейшим устройством являются параллельные горизонтальные ножи или призмы.

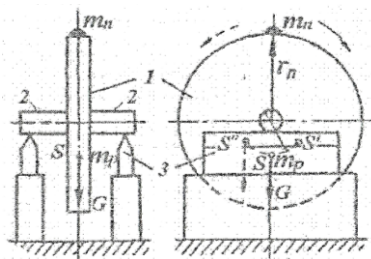


Рис. 1.6. Статическая балансировка на балансировочных призмах

Ротор 1 (рис. 1.6) цапфами 2 устанавливают на две горизонтальные стальные призмы 3. Отклонение плоских поверхностей призм от плоскости не должно превышать 0,1 мм на метр длины призмы. Если дать

возможность ротору перекачиваться по призмам, то из-за наличия трения качения ротор после нескольких качаний остановится в позиции, не совпадающей с наинизшим положением центра масс S . Поэтому предусматривают прокачку ротора при его вращении в другую сторону (на рис. 1.6 показано штриховой линией). Среднее положение соответствует истинному положению центра масс. Недостатком балансировки на призмах является необходимость точной установки призм в горизонтальной плоскости. На них нельзя балансировать детали с разными размерами цапф из-за различия длин дорожек перекачивания.

Этих недостатков лишен способ балансировки ротора I на двух-дисковом устройстве (рис. 1.7). Этот способ менее точный, так как имеются потери на трение в подшипниках дисков.

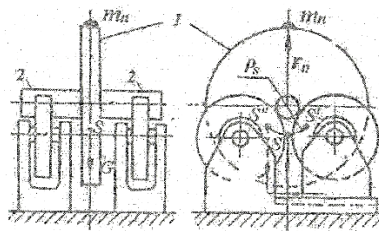


Рис. 1.7. Статическая балансировка на балансировочных роликах

Для статической балансировки с повышенной точностью применяют балансировочные весы.

Методы статической балансировки характеризуются способом определения величины корректирующей массы и положением центра масс. Положение центра масс во всех случаях определяется одинаково. Наиболее простой – метод подбора корректирующей массы, устанавливаемой диаметрально противоположно положению центра масс, для получения равновесного состояния ротора в любых положениях.

Статическая балансировка в динамическом режиме выполняется на специальных станках, при этом в процессе вращения ротора регистрируется его дисбаланс [3].

Динамическая балансировка ротора выполняется экспериментальным путем на специальных балансировочных станках [5] путем добавления или удаления корректирующих масс ротора в двух плоскостях коррекции.

Балансировочный станок обычно состоит из опор, в которые помещается балансируемое изделие (например, ротор), привода для его вращения и измерительного устройства с показывающими приборами.

Различают балансировочные станки с податливыми и жесткими опорами. Податливые опоры под воздействием неуравновешенного вращающегося ротора совершают колебания. Амплитуды и фазы колебаний опор и являются информацией о неуравновешенности. Жесткие опоры препятствуют колебанию ротора и вследствие этого испытывают динамическое давление. В этом случае для получения информации о неуравновешенности измеряют давление ротора на опоры и его фазу. Опоры балансировочных станков снабжены датчиками, преобразующими их колебания (или давление) в электрические сигналы. Электрические сигналы датчиков поступают в измерительное устройство. Структура измерительного устройства и форма информации о неуравновешенности зависят от назначения балансировочных станков. Существуют балансировочные станки для статической и динамической балансировки; с горизонтальной и вертикальной осью вращения. Балансировочные станки изготавливают с разной степенью автоматизации, например, автоматы, включающие устройства для установления размера и места неуравновешенности, устройства для устранения неуравновешенности и (при необходимости) устройства для повторного контроля.

По характеру режима работы и конструктивному исполнению различают балансировочные станки дорезонансного, резонансного и зарезонансного типов [5].

В балансировочных станках дорезонансного типа частота вращения балансируемого ротора ниже наименьшей частоты собственных колебаний механической системы станка.

Для станков резонансного типа частота вращения ротора при балансировке равна частоте собственных колебаний системы станка.

В зарезонансном балансировочном станке при балансировке обеспечивается частота вращения балансируемого ротора выше наибольшей частоты собственных колебаний механической системы станка.

Существует классификация станков по числу степеней свободы ротора. На рис. 1.8 приведены примеры механических систем балансировочных станков по числу степеней свободы оси ротора. В этом случае станки делят на четыре группы.

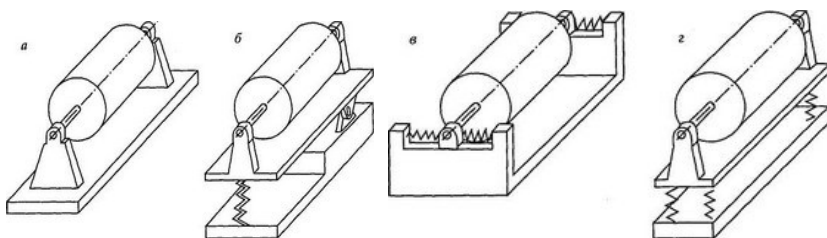


Рис. 1.8. Примеры механических систем балансировочных станков

Станки группы 1 (рис. 1.8, *а*) имеют жесткую связь оси ротора массы через неподвижные подшипники с несоизмеримо большей массой фундамента. Дисбалансы ротора определяют по измерениям реакций опор, распределение которых обусловлено только положением центра масс относительно опор или плоскостей измерения. Отсутствие подвижных частей позволяет упростить конструкцию опор и применять осевой привод. Работа возможна только на частоте вращения, значительно меньшей собственной частоты системы (в дорезонансном режиме), когда угол сдвига фаз практически равен нулю, что снижает ошибки измерения дисбаланса.

Станки группы 2 (рис. 1.8, *б*) с балансировкой на выбеге редко применяют из-за низкой производительности, требующей нескольких пусков для каждой плоскости коррекции. Способы балансировки на таких станках основаны на поочередном определении дисбаланса ротора в двух плоскостях коррекции, каждая из которых поочередно совмещается с фиксированной осью колебаний рамы. При этом для балансировки на выбеге ротор должен иметь достаточно большой момент инерции масс относительно оси вращения, а также малые и стабильные потери на трение в подшипниках. Иначе при быстром проходе через резонанс амплитуды колебаний не достигнут достаточной величины, а нестабильность потерь на трение приведет к разбросу величин амплитуд при разных пусках. На таких станках сложно балансировать длинные роторы в собственных опорах. Станки группы 2 удобны при балансировке роторов различных размеров и масс в экспериментальном и мелкосерийном производстве и при ремонтных работах, что определяется простотой их переналадки, состоящей в соответствующей установке ротора относительно оси качания рамы.

Группа 3 (рис. 1.8, в) с фиксированной плоскостью колебаний оси ротора (три степени свободы) наиболее широко распространена, что объясняется возможностью определения дисбалансов ротора в двух плоскостях коррекции по колебаниям опор за один пуск без перестановки ротора. Для сохранения линейности колебаний системы, позволяющей суммировать их алгебраически, станки работают в зарезонансном режиме с малыми амплитудами колебаний.

В станках группы 4 (рис. 1.8, г) ротор опирается на подшипники, жестко связанные с колеблющейся рамой, соединенной с основанием через упругие связи и демпферы. При вращении неуравновешенного ротора его ось вращения перемещается совместно с колеблющейся рамой, поэтому о дисбалансах ротора можно судить по колебаниям произвольной точки рамы. При этом можно найти точки, движение которых зависит только от статического или только от моментного дисбаланса, что повышает точность.

Основные теоретические положения работы

Используемый метод называется *методом трех разгонов*, так как в процессе экспериментов в момент резонанса производится определение трех амплитуд A_1 , A_2 , A_3 колебаний рамы, вызванных соответственно дисбалансами непосредственно ротора (амплитуда A_1), суммарным дисбалансом ротора и добавочного груза (амплитуда A_2), дисбалансом ротора и добавочного груза, повернутого на 180 градусов относительно первоначального положения (амплитуда A_3) (рис. 1.9).

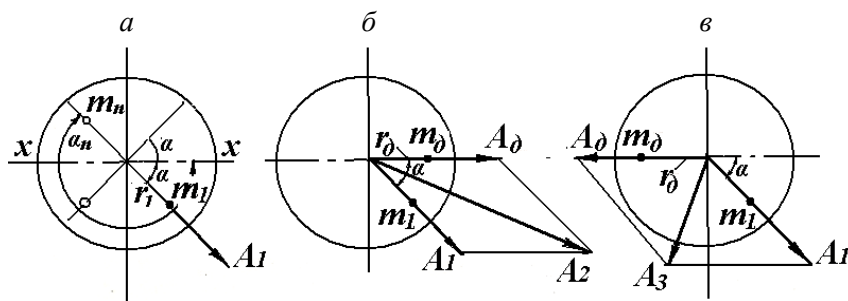


Рис. 1.9. Схемы амплитуд колебаний рамы

Положение дисбаланса $\bar{D}$ и соответственно амплитуды A_1 (первый разгон) определяется углом α относительно выбранной оси отсчета $x - x$ (рис. 1.9, а). С достаточной точностью можно считать, что амплитуда колебаний пропорциональна дисбалансу, т. е.

$$A_1 = \mu \cdot D.$$

Поместив на линии $x - x$ на известном расстоянии r_D от оси добавочный груз массой m_D , производим второй разгон и определяем амплитуду A_2 , которая равна $\bar{A}_2 = \bar{A}_1 + \bar{A}_D$, где $\bar{A}_D$ – амплитуда колебаний, вызываемая дисбалансом добавочной массы m_D (рис. 1.9, б).

Поместив добавочную массу m_D на том же расстоянии r_D от оси по линии $x - x$, но с противоположной стороны от оси ротора, произведем третий разгон и получим амплитуду A_3 (рис. 1.9, в).

Параллелограммы амплитуд колебаний (рис. 1.9, б, в) равны, как имеющие равные стороны и углы, причем амплитуды A_2 и A_3 являются диагоналями параллелограммов. По теореме о сумме квадратов диагоналей параллелограмма имеем

$$A_2^2 + A_3^2 = 2A_1^2 + 2A_D^2,$$

откуда амплитуда добавочного груза

$$A_D = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2}{2} - A_1^2}.$$

Зная дисбаланс добавочного груза $D_D = m_D \cdot r_D$, находим масштаб дисбаланса станка

$$\mu = \frac{A_D}{D_D}.$$

Тогда дисбаланс неуравновешенности ротора при динамической балансировке равен

$$D = \frac{A_1}{\mu}.$$

Для уравнивания дисбаланса D необходимо установить корректирующую массу (противовес) m_{Π} , дисбаланс которой удовлетворяет условию (рис. 1.9, а)

$$\bar{D}_{\Pi} + \bar{D} = 0 \quad \text{или} \quad \bar{D}_{\Pi} = -\bar{D}.$$

Тогда, задав значение корректирующей массы m_{Π} , можно вычислить расстояние r_{Π} от оси вращения

$$r_{\Pi} = \frac{D_{\Pi}}{m_{\Pi}}.$$

Для определения углового положения радиус-вектора дисбаланса D_{Π} (рис. 1.9, в) воспользуемся условием

$$A_3^2 = A_1^2 + A_D^2 - 2A_1A_D \cos \alpha,$$

откуда

$$\alpha = \arccos \frac{A_1^2 + A_D^2 - A_3^2}{2A_1A_D}.$$

Но одному значению $\cos \alpha$ соответствуют два угла: α и $-\alpha$. Следовательно, корректирующая масса должна располагаться на одном из диаметров, определяемых углом α (рис. 1.9, а). Действительный угол α_{Π} установки корректирующей массы m_{Π} определяется путем контрольных измерений амплитуд колебаний при закреплении на диске расчетной величины корректирующей массы m_{Π} и установки диска под углами: α , $360^\circ - \alpha$, $180^\circ + \alpha$, $180^\circ - \alpha$.

Расчетное значение α_{Π} соответствует углу установки диска, при котором амплитуда A_k минимальна.

По причине неизбежных погрешностей измерений, расчетов и погрешностей при установке m_{Π} не всегда удается идеально отбалансировать ротор с первого раза. Поэтому после установки m_{Π} могут оставаться небольшие остаточные колебания с амплитудой A_{κ} , лежащей в допустимых пределах. Качество проводимой балансировки оцениваем величиной остаточного дисбаланса

$$D_{\kappa} = \mu \cdot A_{\kappa}$$

и коэффициентом остаточной неуравновешенности

$$k = \frac{D_{\kappa}}{D} = \frac{A_{\kappa}}{A_1}.$$

Описание лабораторной установки

Для выполнения работы используется балансировочный станок Б. В. Шитикова с комплектом грузов. Изображение установки и схема показаны на рис. 1.10 *а, б*.

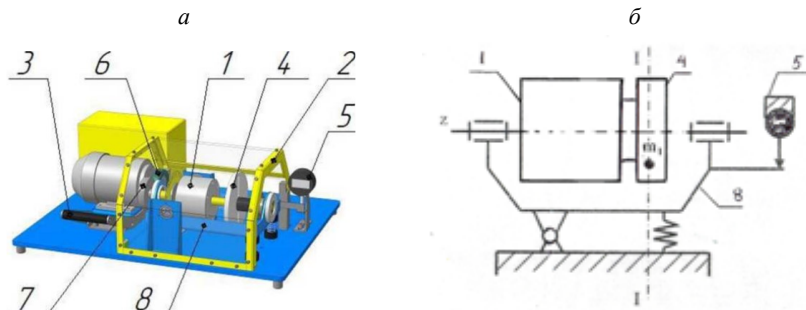


Рис. 1.10. Установка для динамической балансировки:
а – изображение; *б* – схема

Установка представляет собой учебную модель балансировочного станка. Стенд состоит из стального основания, на котором размещена качающаяся рамка 8. На рамке в подшипниковых опорах расположен ротор 1, имеющий места для установки дисбалансирующих и корректирующих масс (диск 4). На основании, также на качающейся платформе, установлен приводной электродвигатель, позволяющий приво-

дить в действие ротор через систему шкивов 6 и 7. Питание электродвигателя осуществляется от преобразователя частоты. В качестве измерительной системы используются датчик частоты вращения и цифровой индикатор 5. В качестве системы безопасности используется защитный кожух 2.

Функционально лицевая панель блока управления разбита на следующие блоки:

- *блок автоматических предохранителей* – содержит устройство защитного отключения для защиты приводного двигателя от перегрузки и кнопку аварийного отключения стенда SB1;

- *блок системы измерения* – содержит индикаторы системы измерения;

- *блок управления двигателем* – содержит кнопки SB2 и SB3 для запуска и остановки двигателя соответственно. Блок управления не позволяет запустить двигатель при поднятом защитном кожухе, а также производит остановку двигателя при поднятии кожуха во время работы;

- *блок регулятора скорости вращения двигателя* – позволяет регулировать скорость двигателя.

Порядок выполнения работы

1. Балансировочный станок (рис. 1.10) подготовить к работе.

- 1.1. Установить стенд на горизонтальную поверхность стола.

- 1.2. Подключить блок управления к установке соединительными проводами.

- 1.3. Включить установку выключателем SA1 на лицевой панели блока управления.

- 1.4. Перевести тумблер SA2 в положение «Ручной».

2. Замерить амплитуду A_1 от собственной неуравновешенности ротора.

- 2.1. С помощью груза из комплекта следует создать дисбаланс в роторе, вкрутив груз в одно из отверстий в роторе 1 (рис. 1.10).

- 2.2. Установить регулятор RP1 в положение «max».

- 2.3. Закрыть защитный кожух 2.

- 2.4. Обнулить показания на цифровом индикаторе 5, нажав на нем кнопку «ZERO».

- 2.5. На блоке управления нажать кнопку SB2 «Пуск».

2.6. Опусканием рычага 3 включить электродвигатель и произвести разгон ротора. При нажатии на рычаг включается двигатель и вращающийся шкив 6 прижимается к поверхности шкива 7 ротора, тем самым разгоняя его.

2.7. Задать ротору частоту вращения, несколько превышающую резонансную. Переход через резонансную частоту наблюдается по появляющимся в этот момент колебаниям рамы 8.

2.8. Отпустить рукоять. Это приведет к отключению двигателя и переходу ротора в режим выбега.

2.9. Цифровой индикатор будет измерять амплитуду колебаний, и после остановки ротора на цифровом табло будет зафиксировано максимальное ее значение.

2.10. Занести данные в отчет.

2.11. На блоке управления нажать кнопку SB3 «Стоп».

2.12. Произвести измерения три раза, повторив пункты 2.2–2.11. Определить среднее значение амплитуды A_1 .

3. Замерить амплитуду A_2 , создаваемую суммарным воздействием собственной неуравновешенности ротора и добавочного груза.

3.1. Выбрать массу добавочного груза m_d (из комплекта) и расстояние r_d (от 20 до 60 мм); вычислить величину дисбаланса $D_d = m_d \cdot r_d$ и занести в отчет.

3.2. Установить по шкале на расстоянии r_d добавочный груз m_d в одной из прорезей диска 4.

3.3. Трижды произвести определение амплитуды A_2 , выполнив пункты 2.2–2.11 из предыдущего эксперимента, вычислить среднее значение A_{2cp} и занести данные в отчет.

4. Замерить амплитуду A_3 .

4.1. Повернуть диск 4 по лимбу на 180° .

4.2. Произвести замеры амплитуды A_3 трижды, выполнив пункты 2.2–2.11 из первого эксперимента, вычислить среднее значение A_{3cp} и занести данные в отчет.

5. По средним значениям амплитуд A_{1cp} , A_{2cp} и A_{3cp} произвести расчет амплитуды добавочного груза A_d .

6. Определить коэффициент пропорциональности μ .

7. Вычислить дисбаланс собственной неуравновешенности ротора.

8. Задаться значением корректирующей массы m_{Π} (из комплекта грузов).

9. Вычислить значение радиуса r_{Π} установки корректирующей массы m_{Π} .

10. Определить возможные положения вектора дисбаланса противовеса D_{Π} .

10.1. Вычислить значения угла α .

10.2. Определить значения углов $360^{\circ} - \alpha$, $180^{\circ} + \alpha$, $180^{\circ} - \alpha$, под которыми может быть расположен вектор D_{Π} .

11. Установить действительный угол, определяющий направление вектора дисбаланса противовеса.

11.1. Снять добавочный груз и в одну из прорезей диска установить груз массой m_{Π} на расчетном расстоянии r_{Π} .

11.2. Установить диск последовательно на углы α , $360^{\circ} - \alpha$, $180^{\circ} + \alpha$, $180^{\circ} - \alpha$, замерить для каждого случая остаточные амплитуды колебаний и занести в отчет.

11.3. Определить действительный угол (один из четырех углов, при котором остаточная амплитуда колебаний будет наименьшей).

12. Определить коэффициент качества проведенной балансировки k .

13. В протоколе отчета сделать выводы о качестве проведенной балансировки. Форма протокола приведена в Приложении 1.

Контрольные вопросы

1. Назовите причины неуравновешенности ротора? К каким последствиям приводит неуравновешенность ротора?

2. Что такое главный вектор дисбалансов и главный момент дисбалансов ротора?

3. Напишите условия полной уравновешенности ротора.

4. В каком случае ротор является неуравновешенным?

5. Что является мерой статической неуравновешенности?

6. Что является мерой моментной неуравновешенности?

7. Что называется начальным и остаточным дисбалансом ротора? Как оценивается качество балансировки?

8. Что такое балансировка? В каких случаях рекомендуется выполнять динамическую балансировку, и в каких статическую?

9. Типы устройств для статической балансировки. Их достоинства и недостатки.

10. Режимы работы балансировочных станков. Их особенности.

11. Какими дисбалансами вызваны колебания ротора с амплитудами A_1 , A_2 , A_3 ?

Лабораторная работа № 2

ПОСТРОЕНИЕ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Цель работы: ознакомление с процессом нарезания зубьев цилиндрических эвольвентных колес по методу обкатки при помощи инструментальной рейки, а также усвоение методики их геометрического расчета.

Теоретические сведения

Определение параметров колеса без смещения

Заданными являются расчетный модуль зубчатого колеса m , число зубьев z_1 , стандартные параметры исходного контура $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$.

Делительный диаметр нарезаемого колеса

$$d_1 = z_1 \cdot m. \quad (1)$$

Предполагается, что парное колесо 2, так же как и колесо 1, нарезается без смещения исходного контура. Поэтому угол зацепления $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Начальный радиус $r_{w1} = r_1 = \frac{d_1}{2}$.

Основной радиус $r_{b1} = r_1 \cos \alpha$, где $\cos \alpha = \cos 20^\circ = 0,9397$.

Радиус вершин зубьев $r_{a1} = r_1 + h_a^* m = \frac{m}{2}(z_1 + 2)$.

Радиус впадин $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^*) m = \frac{m}{2}(z_1 - 2,5)$.

Окружная толщина зуба на делительной окружности $S_1 = \frac{\pi m}{2}$.

Окружная толщина зуба на основной окружности

$$S_{b1} = 2r_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv}\alpha \right), \text{ где } \text{inv}\alpha = \text{inv}20^\circ = 0,014904.$$

Окружная толщина зуба на окружности вершин

$$S_{a1} = 2r_{a1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a1} \right),$$

где α_{a1} – угол профиля эвольвенты на окружности вершин зубьев, определяемый из формулы $\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}}$.

Для нахождения косинусов и инволют можно использовать таблицы 2.1 и 2.2.

Определение параметров колеса со смещением

Заданными являются те же параметры, что и для колеса без смещения: $m, z_1, \alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, c^* = 0,25$.

Для расчета параметров колеса 1 требуется знать число зубьев z_2 парного колеса 2. Его значение выдает преподаватель.

Таблица 2.1

Значения $\cos \alpha$ ($\cos \alpha = 0, \dots$)

град мин	36°	37°	38°	39°	40°	41°	42°	43°	44°
0	8090	7986	7880	7771	7660	7547	7431	7314	7193
1	8088	7985	7878	7770	7659	7545	7430	7312	7191
2	8087	7983	7877	7768	7657	7543	7428	7310	7189
3	8085	7981	7875	7766	7655	7541	7426	7308	7187
4	8083	7979	7873	7764	7653	7539	7424	7306	7185
5	8082	7978	7871	7762	7651	7538	7422	7304	7183
6	8080	7976	7869	7760	7649	7536	7420	7302	7181
7	8078	7974	7868	7759	7647	7534	7418	7300	7179
8	8076	7972	7866	7757	7645	7532	7416	7298	7177

Продолжение табл. 2.1.

град мин	36°	37°	38°	39°	40°	41°	42°	43°	44°
9	8075	7971	7864	7755	7644	7530	7414	7296	7175
10	8073	7969	7862	7753	7642	7528	7412	7294	7173
11	8071	7967	7860	7751	7640	7526	7410	7292	7171
12	8070	7965	7859	7749	7638	7524	7408	7290	7169
13	8068	7964	7857	7748	7636	7522	7406	7288	7167
14	8066	7962	7855	7746	7634	7520	7404	7286	7165
15	8064	7960	7853	7744	7632	7518	7402	7284	7163
16	8063	7958	7851	7742	7630	7516	7400	7282	7161
17	8061	7956	7850	7740	7629	7515	7398	7280	7159
18	8059	7955	7848	7738	7627	7513	7396	7278	7157
19	8058	7953	7846	7737	7625	7511	7394	7276	7155
20	8056	7951	7844	7735	7623	7509	7392	7274	7153
21	8054	7949	7842	7733	7621	7507	7390	7272	7151
22	8052	7948	7841	7731	7619	7505	7388	7270	7149
23	8051	7946	7839	7729	7617	7503	7387	7268	7147
24	8049	7944	7837	7727	7615	7501	7385	7266	7145
25	8047	7942	7835	7725	7613	7499	7383	7264	7143
26	8045	7941	7833	7724	7612	7497	7381	7262	7141
27	8044	7939	7832	7722	7610	7495	7379	7260	7139
28	8042	7937	7830	7720	7608	7493	7377	7258	7137
29	8040	7935	7828	7718	7606	7491	7375	7256	7135
30	8039	7934	7826	7716	7604	7490	7373	7254	7133
31	8037	7932	7824	7714	7602	7488	7371	7252	7130
32	8035	7930	7822	7713	7600	7486	7369	7250	7128
33	8033	7928	7821	7711	7598	7484	7367	7248	7126
34	8032	7926	7819	7709	7596	7482	7365	7246	7124
35	8030	7925	7817	7707	7595	7480	7363	7244	7122
36	8028	7923	7815	7705	7593	7478	7361	7242	7120
37	8026	7921	7813	7703	7591	7476	7359	7240	7118
38	8025	7919	7812	7701	7589	7474	7357	7238	7116
39	8023	7918	7810	7700	7587	7472	7355	7236	7114
40	8021	7916	7808	7698	7585	7470	7353	7234	7112
41	8019	7914	7806	7696	7583	7468	7351	7232	7110

Окончание табл. 2.1

град мин	36°	37°	38°	39°	40°	41°	42°	43°	44°
42	8018	7912	7804	7694	7581	7466	7349	7230	7108
43	8016	7910	7802	7692	7579	7464	7347	7228	7106
44	8014	7909	7801	7690	7578	7463	7345	7226	7104
45	8013	7907	7799	7688	7576	7461	7343	7224	7102
46	8011	7905	7797	7687	7574	7459	7341	7222	7100
47	8009	7903	7795	7685	7572	7457	7339	7220	7098
48	8007	7902	7793	7683	7570	7455	7337	7218	7096
49	8006	7900	7792	7681	7568	7453	7335	7216	7094
50	8004	7898	7790	7679	7566	7451	7333	7214	7092
51	8002	7896	7788	7677	7564	7449	7331	7212	7090
52	8000	7894	7786	7675	7562	7447	7329	7210	7088
53	7999	7893	7784	7674	7560	7445	7327	7208	7085
54	7997	7891	7782	7672	7559	7443	7325	7206	7083
55	7995	7889	7781	7670	7557	7441	7323	7203	7081
56	7993	7887	7779	7668	7555	7439	7321	7201	7079
57	7992	7885	7777	7666	7553	7437	7319	7199	7077
58	7990	7884	7775	7664	7551	7435	7318	7197	7075
59	7988	7882	7773	7662	7549	7433	7316	7195	7073

Значения *tn α*

Градусы	Порядок	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55718	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0,0	59809	60335	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459
36	0	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696

Окончание табл. 2.2

Градусы	Порядок	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
37	0	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0	14097	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0	16737	16855	16974	17093	17214	17335	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0	18202	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	0	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112
46	0	23268	23424	23583	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	0	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29724
49	0	29516	29709	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31708
50	0	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33681	33818	34037	34257
51	0	34478	34700	34924	35149	36376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	0	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	0	40202	40459	40717	40977	41239	41502	41767	42034	42302	42571	42843	43116

Коэффициенты смещения x_1 и x_2 (при $z_2 \leq 17$) определяются из условия отсутствия подрезания:

$$x_1 = \frac{17 - z_1}{17}; \quad x_2 = \frac{17 - z_2}{17}. \quad (2)$$

В случае $z_2 > 17$ принимается $x_2 = 0$, так как при этом опасность подрезания устраняется.

Смещение исходного контура

$$\Delta_1 = x_1 m. \quad (3)$$

Инволюта угла зацепления α_w пары колес 1 и 2 определяется по формуле:

$$inv\alpha_w = inv\alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot tg\alpha.$$

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right),$$

где отношение $\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$ с целью повышения точности расчетов берется непосредственно из таблицы 2.3;

a_w – межосевое расстояние;

a – делительное межосевое расстояние.

Коэффициент уравнивающего смещения $\Delta y = (x_1 + x_2) - y$.

Начальный радиус $r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$.

Основной радиус $r_{b1} = r_1 \cos \alpha$.

Таблица 2.3

Значение угла зацепления α_w

град мин	22°	23°	24°	25°	26°	27°	28°	29°
0	1,01349	1,02085	1,02862	1,03684	1,04550	1,05464	1,06427	1,07440
1	361	097	876	698	565	480	443	458
2	373	110	889	712	580	496	460	475
3	385	122	902	726	595	511	476	492
4	397	135	916	740	610	527	493	510
5	409	148	929	754	625	543	509	527
6	421	160	942	768	640	558	526	544
7	433	173	956	782	655	574	542	562
8	445	186	969	797	670	590	559	579
9	457	198	983	811	685	605	576	597
10	1,01469	1,02211	1,02996	1,03825	1,04699	1,05621	1,06592	1,07614
11	481	224	1,03010	839	714	637	609	632
12	493	237	023	853	729	653	625	649
13	505	249	036	868	744	669	642	667
14	517	262	050	882	759	684	659	684
15	529	275	063	896	774	700	675	702
16	541	288	077	910	789	716	692	719
17	553	301	090	925	805	732	709	737
18	565	313	104	939	820	748	725	754
19	578	326	118	953	835	764	742	772
20	1,01590	1,02339	1,03131	1,03967	1,04850	1,05780	1,06759	1,07790
21	602	352	145	982	865	795	776	807
22	614	365	158	996	880	811	792	825
23	626	378	172	1,04011	895	827	809	843
24	638	390	185	025	910	843	826	860
25	651	403	199	039	925	859	843	878
26	663	416	213	054	941	875	860	896
27	675	429	226	068	956	891	876	913
28	687	442	240	082	971	907	893	931
29	699	455	254	097	986	923	910	949
30	1,01712	1,02468	1,03267	1,04111	1,05001	1,05939	1,06927	1,07967

град мин	22°	23°	24°	25°	26°	27°	28°	29°
31	724	481	281	126	017	955	944	984
32	736	494	295	140	032	971	961	1,08002
33	749	507	309	155	047	978	978	020
34	761	520	322	169	062	1,06004	995	038
35	773	533	336	184	078	020	1,07012	056
36	785	546	350	198	093	036	029	073
37	798	559	364	213	108	052	046	091
38	810	572	377	227	124	068	063	109
39	822	585	391	242	139	084	080	127
40	1,01835	1,02598	1,03405	1,04256	1,05154	1,06100	1,07097	1,08145
41	845	611	419	271	170	117	114	163
42	860	624	433	286	185	133	131	181
43	872	638	446	300	200	149	148	199
44	884	651	460	315	216	165	165	217
45	897	664	474	329	231	181	182	235
46	909	677	488	344	247	198	199	253
47	922	690	502	359	262	214	216	271
48	934	703	516	373	278	230	233	289
49	947	716	530	388	293	247	251	307
50	1,01959	1,02730	1,03544	1,04403	1,05309	1,06263	1,07268	1,08325
51	972	743	558	417	324	279	285	343
52	984	756	572	432	340	296	302	361
53	997	769	586	447	355	312	319	379
54	1,02009	783	600	462	371	328	337	397
55	022	796	613	476	386	345	354	415
56	034	809	628	491	402	361	371	434
57	047	822	642	506	417	378	388	452
58	059	836	656	521	433	394	406	470
59	072	849	670	536	446	410	423	488

Радиус вершин зубьев $r_{a1} = r_1 + (h_a^* + x_1 - \Delta y)m$.

Радиус впадин $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1)m$.

Окружная толщина зуба на делительной окружности

$$S_1 = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) m,$$

где $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ = 0,3640$.

Окружная толщина зуба на начальной окружности

$$S_{w1} = 2r_{w1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w \right).$$

Окружная толщина зуба на основной окружности

$$S_{b1} = 2r_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha \right).$$

Окружная толщина зуба на окружности вершин

$$S_{a1} = 2r_{a1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right),$$

где α_{a1} – угол профиля эвольвенты на окружности вершин зубьев,

определяемый из формулы $\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}}$.

Описание лабораторной установки

Принципиальная схема и вид лабораторной установки НТС-13.09.24 показаны на рис. 2.1. На основании 1 смонтирована рейка 2 и диск 3.

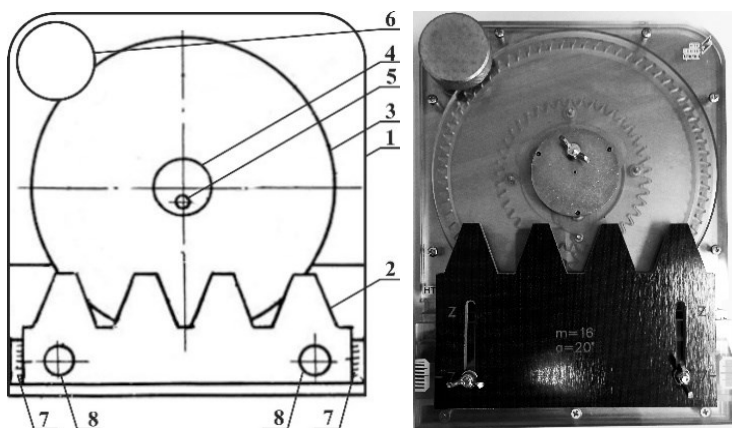


Рис. 2.1. Принципиальная схема и вид установки НТС-13.09.24

Диск 3, выполненный из органического стекла, служит для установки бумажной заготовки, на которой вычерчиваются зубья. Бумажная заготовка крепится на трех иглах диска при помощи съемной шайбы 4, закрепляемой винтом 5.

Рейка 2 может перемещаться поступательно в направляющих основания. Такое перемещение осуществляется при помощи зубчатой передачи, приводимой в действие рукояткой 6.

При повороте рукоятки против часовой стрелки диск 3 поворачивается по часовой стрелке, а рейка подается влево на 4–5 мм и фиксируется. Кроме перемещения в направляющих, рейку можно передвигать также в перпендикулярном направлении – к центру диска или от него, причем этот сдвиг отсчитывается по шкалам 7, а положение рейки на каретке фиксируется винтами 8. При совпадении рисок, нанесенных на рейке, с нулевым делением шкалы происходит построение зубьев колеса без смещения. При смещении рейки от нулевого положения будет вычерчиваться колесо со смещением (положительным или отрицательным – в зависимости от направления смещения).

При поступательном перемещении рейки в направляющих одновременно вращается диск с заготовкой, причем эти движения кинематически связаны: в относительном движении диск 3 (его делительная окружность) перекачивается без скольжения по начальной прямой рейки. Такая связь достигается при помощи зубчатого механизма в виде паразитного ряда из трех колес.

Порядок выполнения работы

1. Записать в бланк протокола номер установки, заданные величины m , z_1 (они выгравированы на рейке установки), а также параметры рейки $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$. Делительный диаметр нарезаемого колеса d_1 определяется по формуле (1), число зубьев парного колеса z_2 выдается преподавателем.

2. Пользуясь рукояткой 6 (рис. 2.1), перевести рейку в крайнее правое положение. Установить рейку по шкалам 7 на нулевые отметки.

3. С помощью съемной шайбы 4 и винта 5 укрепить заготовку на диске так, чтобы она была подведена под рейку.

4. Тонким карандашом через отверстие съемной шайбы 4 отметить центр нарезаемого колеса.

5. Контур зубьев рейки аккуратно обвести остро отточенным карандашом на бумажном кружке. Далее, поворачивая рукоятку 6 на одно фиксированное положение, перевести рейку влево на один шаг, после чего вновь обвести контур зубьев. Так повторяется до тех пор, пока рейка не придет в крайнее левое положение. При этом в результате обкатки на бумажном кружке получаются 2–3 хорошо очерченных зуба колеса (рис. 2.2).



Рис. 2.2. Процесс нарезания зубчатого колеса без смещения инструмента

6. По формулам (2) и (3) определить коэффициенты смещения x_1 , x_2 и смещение Δ_1 . Отодвинуть рейку от центра заготовки на величину Δ_1 (по шкалам) и закрепить винтами 8.

7. Снова отвести рейку в крайнее правое положение. Затем вращать рукоятку 6 до тех пор, пока диск 3 не повернется примерно на 180° .

8. Методом, описанным в п. 5, вычертить зубья колеса со смещением (рис. 2.3), после чего снять бумажный кружок с диска.

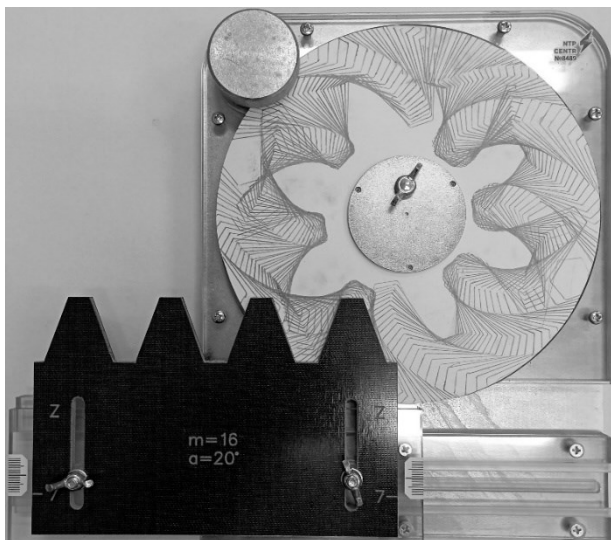


Рис. 2.3. Процесс нарезания зубчатого колеса со смещением инструмента

9. По приведенным выше формулам рассчитать параметры колеса без смещения и со смещением.

10. Нанести на бумажный кружок (рис. 2.4) полуокружности радиусов r_{f1} , r_{b1} , r_1 , r_{w1} и r_{a1} (на одной половине – для колеса без смещения, а на другой – для колеса со смещением).

11. Измерить толщины зубьев S_1 , S_{w1} , S_{b1} , S_{a1} для обоих колес и сопоставить полученные значения с расчетными. Результаты занести в таблицу протокола отчета. Форма протокола представлена в Приложении 2.

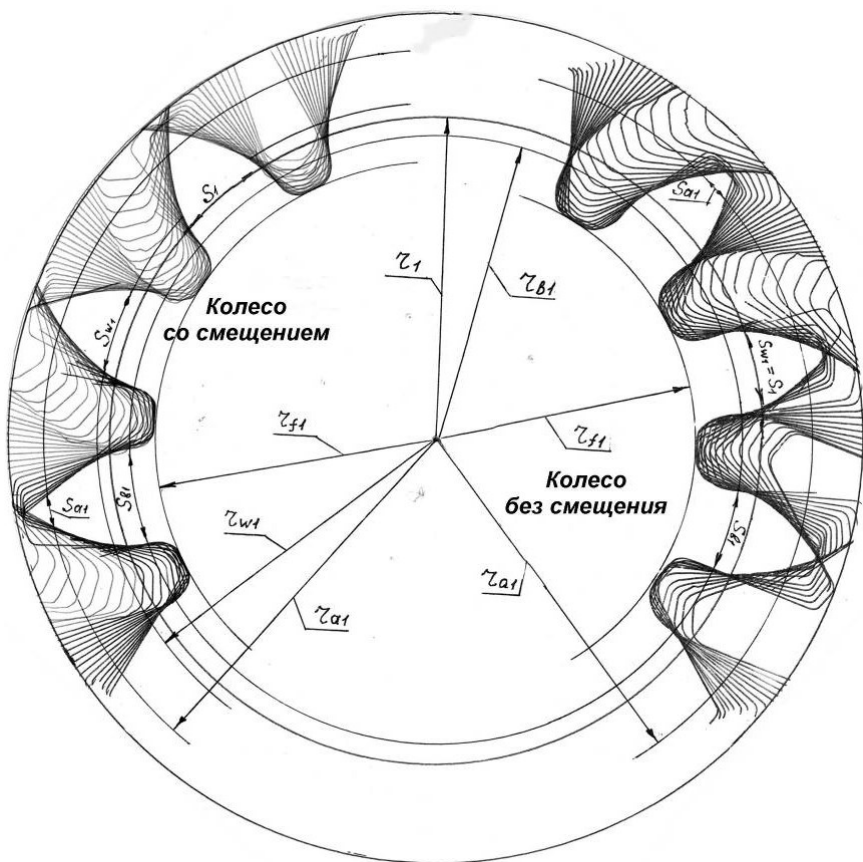


Рис. 2.4. Геометрические параметры зубчатого колеса

Контрольные вопросы

1. Сформулируйте основную теорему зацепления (теорему Виллиса).
2. Что такое эвольвента окружности?
3. Запишите уравнения эвольвенты окружности.
4. Что такое производящий исходный контур?
5. Покажите форму производящего исходного контура и укажите его основные параметры.

6. Что такое расчетный модуль m ?
7. Определение делительной окружности.
8. Запишите формулу минимального коэффициента смещения для устранения подрезания зубьев.
9. Как устранить подрезание зубьев при $z = 11$?
10. Что является причиной подрезания зубьев?
11. Охарактеризуйте метод обкатки.
12. Охарактеризуйте метод копирования.
13. Какие инструменты применяются при методе обкатки?
14. Как располагается производящий исходный контур по отношению к заготовке при $x > 0$ и $x < 0$?
15. В каких случаях применяются колеса со смещением?

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД МЕХАНИЗМА С КАЧАЮЩЕЙСЯ И ВРАЩАЮЩЕЙСЯ КУЛИСАМИ

Цель работы: построение кинематической схемы кривошипно-кулисного механизма с качающейся (вращающейся) кулисой, а также исследование его работы на лабораторной установке.

Теоретические сведения

Кулисные механизмы относятся к рычажным механизмам. Основными звеньями являются – кривошип, кулиса (или пара кулис), кулисный камень. Кулиса – подвижная направляющая.

Кулисные механизмы можно разделить на несколько групп (рис. 3.3):

- с качающейся кулисой;
- с вращающейся кулисой;
- с прямолинейно движущейся кулисой.

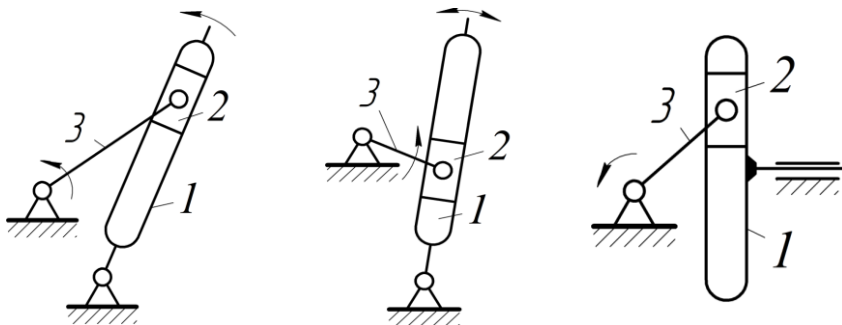


Рис. 3.3. Виды кулисных механизмов:

I – с вращающейся кулисой; *II* – с качающейся кулисой; *III* – с поступательно перемещающейся кулисой; 1 – кулиса; 2 – кулисный камень; 3 – кривошип

Кривошипно-кулисные механизмы способны обеспечивать высокую скорость линейного перемещения исполнительных органов. Используются кулисные пары в металлообрабатывающих и деревообрабатывающих станках, там, где рабочий орган должен совершать многократные линейные перемещения с возвратным ходом.

Рассмотрим кулисный механизм с качающейся кулисой (см. рис. 3.4 и 3.5).

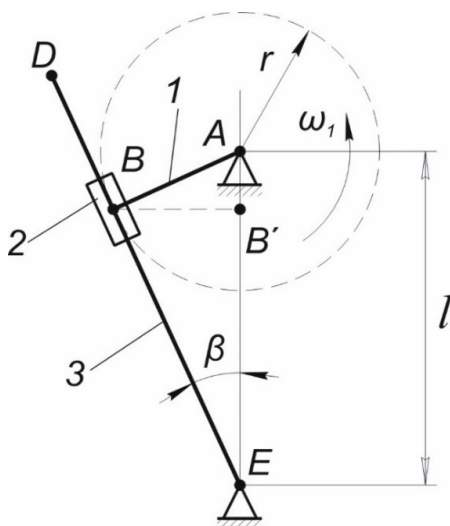


Рис. 3.4. Кривошипно-кулисный механизм

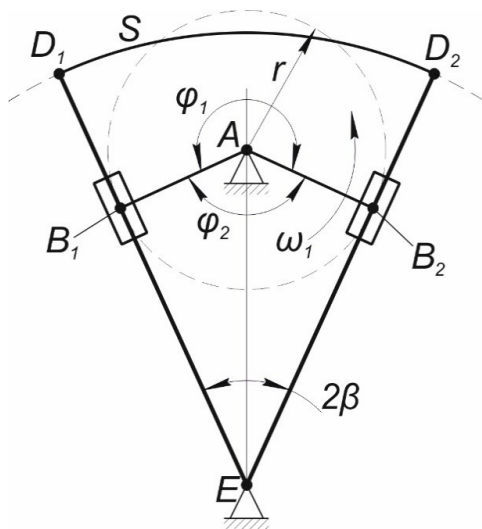


Рис. 3.5. Крайние положения качающейся кулисы

Очевидно, что угол φ_1 больше угла φ_2 . Так как $\omega_1 = \text{const}$, то $\varphi_1 = \omega_1 t_1$, а $\varphi_2 = \omega_2 t_2$.

Таким образом $\omega_1 = \varphi_1/t_1 = \varphi_2/t_2$. Так как $\varphi_1 > \varphi_2$, то $t_1 > t_2$.

Это означает, что перемещения кулисы влево и вправо различны, то есть влево кулиса двигается медленнее, чем вправо.

Полагаем (рис. 3.6) заданным угол φ и размеры r и l . Опустив из точки A перпендикуляр на линию OC , находим

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{r \sin \varphi}{l + r \cos \varphi}. \quad (3.1)$$

Для определения угловой скорости ω_3 кулисы 3 дифференцируем формулу (3.1):

$$\frac{1}{\cos^2 \beta} \frac{d\beta}{dt} = r \frac{(l + r \cos \varphi) \cos \varphi \omega_1 + \sin \varphi r \sin \varphi \omega_1}{(l + r \cos \varphi)^2}$$

или

$$\omega_3 = \frac{r \omega_1 (l \cos \varphi + r)}{(l + r \cos \varphi)^2} \cos^2 \beta.$$

Пользуясь формулой (3.1), находим также

$$\cos^2 \beta = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \beta} = \frac{1}{1 + \frac{r^2 \sin^2 \varphi}{(l + r \cos \varphi)^2}} = \frac{(l + r \cos \varphi)^2}{l^2 + r^2 + 2lr \cos \varphi}$$

и получаем

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{r(l \cos \varphi + r)}{(l^2 + r^2 + 2lr \cos \varphi)}. \quad (3.2)$$

Угловая скорость ω_3 станет равной нулю, и, значит, кулиса остановится и займет свое крайнее положение при

$$l \cos \varphi + r = 0,$$

откуда

$$\cos \varphi = -\frac{r}{l}. \quad (3.3)$$

Последнее равенство возможно только в том случае, когда $r < l$.

В этом случае кулиса совершает движение качения, поэтому механизм называется *механизмом с качающейся кулисой*. Если считать, что вращение кулисы по часовой стрелке является ее прямым ходом, то коэффициент изменения средней скорости кулисы будет

$$c = \frac{180^\circ - \varphi}{\varphi},$$

откуда

$$\varphi = \frac{180^\circ}{(l + c)}. \quad (3.4)$$

Задаваясь коэффициентом c , можно по формуле (3.4) найти угол φ , а затем из формулы (3.3) – отношение $\frac{r}{l}$.

При $r > l$ вращение кулисы происходит все время в одном направлении и механизм называется механизмом с *вращающейся кулисой*. Важно отметить, что при $r = l$

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{l(l \cos \varphi + l)}{2l^2 + 2l^2 \cos \varphi} = \frac{\omega_1}{2}$$

и кулисный механизм может служить для уменьшения угловой скорости вдвое. Иными словами, при равномерном вращении кривошипа l (рис. 3.6) кулиса 3 будет вращаться также равномерно, но ее угловая скорость будет вдвое меньше угловой скорости кривошипа.

Однако в этом случае движение кулисы станет неопределенным, когда точка A совпадает с точкой C . Неопределенность движения можно устранить, соединив два кулисных механизма с кулисами, установленными под некоторым углом друг к другу.

Полагая $\omega_1 = \text{const}$, дифференцируем формулу (3.2) и находим угловое ускорение кулисы:

$$\begin{aligned}\varepsilon_3 &= \frac{d\omega_3}{dt} = \\ &= r\omega_1 \frac{\left[-(l^2 + r^2 + 2lr \cos \varphi)l\omega_1 \sin \varphi + (l \cos \varphi + r)2lr\omega_1 \sin \varphi \right]}{(l^2 + r^2 + 2lr \cos \varphi)^2}\end{aligned}$$

или

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2 \frac{rl(r^2 - l^2) \sin \varphi}{(l^2 + r^2 + 2lr \cos \varphi)^2}. \quad (3.5)$$

При $\varepsilon_3 = 0$ угловая скорость кулисы будет наибольшей или наименьшей. Из формулы (3.5) видно, что $\varepsilon_3 = 0$ при $\varphi = 0$ и $\varphi = 180^\circ$ (случай $r = l$ здесь не рассматриваем). Вставляя эти значения в формулу (3.2), получаем следующие экстремальные значения угловой скорости:

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{r}{(r+l)} \quad \text{и} \quad \omega_3 = \omega_1 \frac{r}{(r-l)}.$$

Для качающейся кулисы по первой формуле находится $\omega_{3\max}$, а по второй — $\omega_{3\min}$. Для вращающейся кулисы по первой формуле находится $\omega_{3\min}$, а по второй — $\omega_{3\max}$. Характер движения вращающейся кулисы можно оценить *коэффициентом неравномерности движения* δ . Коэффициентом неравномерности движения называется отношение разности максимального и минимального значений угловой скорости к ее среднему значению. Средняя угловая скорость ω_{3cp} кулисы будет равна угловой скорости ω_1 кривошипа, так как кулиса и кривошип совершают один оборот за одно и то же время. Коэффициент неравномерности найдем из формулы

$$\delta = \frac{\omega_{3\max} - \omega_{3\min}}{\omega_{3cp}} = \frac{\omega_1 \frac{r}{(r-l)} - \omega_1 \frac{r}{(r+l)}}{\omega_1} = \frac{2\left(\frac{r}{l}\right)}{\left[\left(\frac{r}{l}\right)^2 - 1\right]}.$$

Откуда видно, что и этот коэффициент зависит от отношения $\frac{r}{l}$.

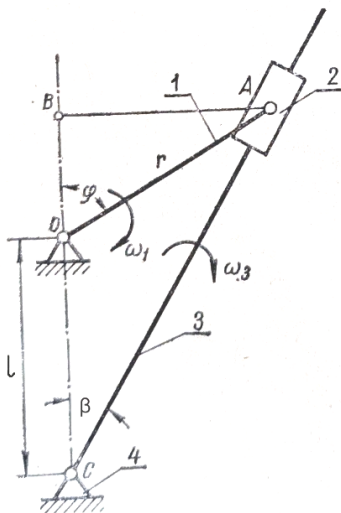


Рис. 3.6. Схема кулисного механизма

Рассмотрим вариант, когда радиус кривошипа будет больше межцентрового расстояния l .

В этом случае центр вращения кулисы (точка E) будет находиться внутри кривошипной окружности, очерчиваемой шарниром кривошипа B . Такие механизмы имеют вращающуюся кулису (рис. 3.7).

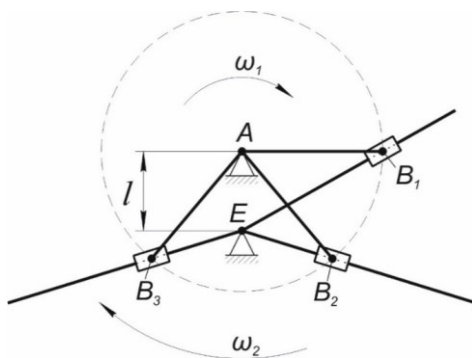


Рис. 3.7. Кинематическая схема вращающейся кулисы

Так как радиус EB_n – величина переменная, то и угловая скорость кулисы ω_2 тоже будет величиной переменной. Верхнюю часть окружности кулиса проходит медленнее, чем нижнюю.

Описание лабораторной установки

Учебный лабораторный стенд выполнен в виде настольной каркасной конструкции, состоящей из станины с закрепленными на ней блоком управления, мотор-редуктором, кривошипно-кулисным механизмом и тормозным механизмом (рис. 3.1).

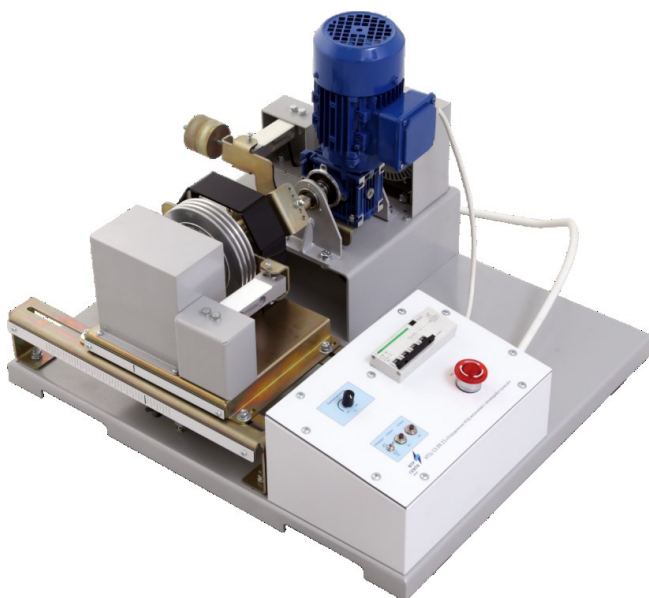


Рис. 3.1. Внешний вид лабораторной установки

На валу мотор-редуктора закреплен кривошип с «кулисным камнем», внутри которого перемещается кулиса. Второй конец кулисы закреплен на валу тормозного механизма. Мотор-редуктор и магнитно-порошковый тормоз установлены в подвижных опорах, позволяющих им поворачиваться вокруг осей валов. Управление нагрузкой осуществляется с помощью электронного регулятора, управляемого контроллером.

На опорах мотор-редуктора и тормоза закреплены тензометрические датчики усилия, позволяющие регистрировать реактивные моменты на валах мотор-редуктора и тормоза. На валах мотор-редуктора и тормоза закреплены датчики углового перемещения, позволяющие регистрировать частоту вращения валов.

На станине располагается блок управления с электронным устройством для анализа и обработки информации. Информация с датчиков углового перемещения и тензометрических датчиков обрабатывается управляемыми усилителями. Данные поступают в контроллер, который управляет усилителями и обменивается информацией с компьютером по шине USB 2.0.

Функционально лицевая панель блока управления разбита на следующие блоки:

- *блок автоматов защиты*, который содержит многоразовые предохранители для защиты приводного двигателя от перегрузки и кнопку аварийного отключения стенда;
- *блок управления двигателем*, который содержит кнопки для запуска и остановки двигателя. Блок управления не позволяет запустить двигатель при поднятом защитном кожухе;
- *блок регулятора момента нагрузки* электромагнитной муфты, который позволяет регулировать момент нагрузки на валу приводной муфты с помощью потенциометра.

Лабораторная установка, показанная на рис. 3.2, включает основание 1, на котором смонтирован блок управления 2, мотор-редуктор 4, обеспечивающий вращение кривошипа 5. Кривошип 5 соединен с кулисой 7 через кулисный камень 6, свободно перемещающийся по кулисе. В свою очередь кулиса через кронштейн 8 соединена с валом порошкового тормоза 9, установленного на площадку 3. Площадка 3 имеет возможность перемещаться по направляющим 10, тем самым задавая смещение осей вращения кривошипа и кулисы. Блок управления позволяет изменять угловую скорость кривошипа, создавать нагрузку на кулисе, а также снимать значения с тензометрических датчиков момента 11 и 12. В механизме есть возможность менять радиус кривошипа, переставляя кулисный камень в различные отверстия кривошипа. Также можно установить кулису со смещением от оси вращения.

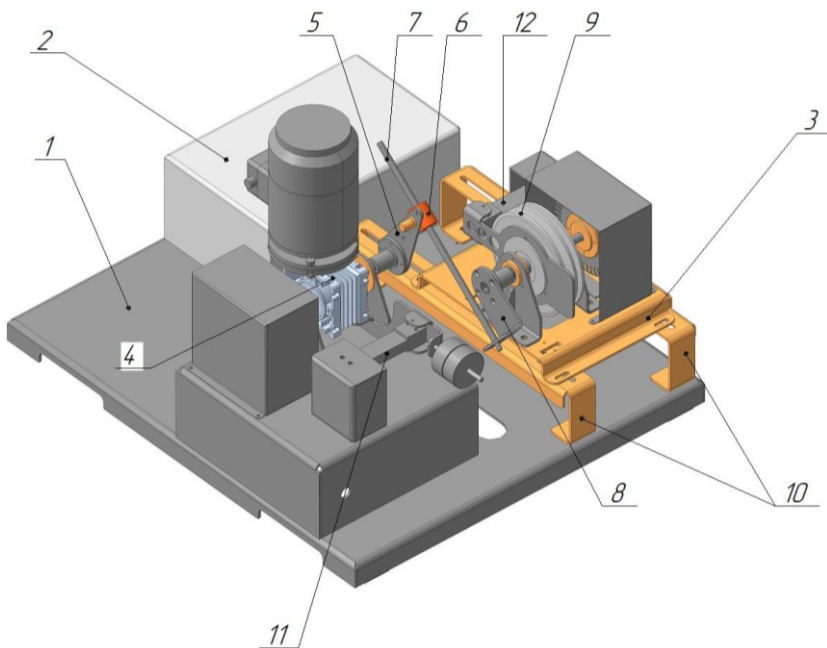


Рис. 3.2. Лабораторная установка

Порядок выполнения работы

1. Произвести изучение составных частей кривошипно-кулисного механизма на лабораторной установке.

2. Определить диапазон необходимого смещения оси вращения кулисы от оси вращения кривошипа для получения механизма с качающейся (или вращающейся) кулисой при заданном радиусе кривошипа. Также определить положения оси вращения кулисы, при которых работоспособность механизма невозможна. Начертить кинематическую схему механизма.

3. Согласно кинематической схеме настроить кулисный механизм.

4. Включить тумблер питания на задней панели стенда. Перевести регулятор R1 в положение min, а тумблер SA1 в положение «Угловая скорость». Запустить приводной двигатель кнопкой SB1.

5. Для изменения угловой скорости использовать регулятор R1. Для изменения момента нагрузки переключить тумблер SA1 в положение

«Момент» и использовать регулятор R1. Значения угловых скоростей и значения с тензометрических датчиков возможно получить при использовании программного обеспечения.

6. Отключить двигатель кнопкой SB2.

7. Отключить тумблер питания на задней панели стенда.

8. Составить отчет. Пример отчета по лабораторной работе приведен в Приложении 3.

Внимание! Не допускается равенство длины кривошипа расстоянию между осями вращения во избежание стопорения механизма!

Контрольные вопросы

1. Расскажите о назначении рычажных механизмов.

2. Особенности работы кривошипно-кулисного механизма с качающейся кулисой.

3. В каких областях машиностроения применяется данный механизм и почему?

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболовский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболовский. – Москва : Ленанд, 2019. – 640 с.
2. Балансировка вращающихся масс: учебно-методическое пособие к лабораторным работам по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / П. П. Анципорович, В. В. Кудин, Е. М. Дубовская. – Минск : БНТУ, 2013. – 27 с.
3. Вибрации в технике: в 6 т. / К. В. Фролов; под ред. К. В. Фролова. – М. : Машиностроение, 1981. – Т. 6. – 456 с.
4. Кинематика зубчатых механизмов: учебно-методическое пособие к лабораторным работам по дисциплине «Теория механизмов машин и манипуляторов» / П. П. Анципорович [и др.]. – 2-е изд. – Минск : БНТУ, 2016. – 26 с.
5. Коловский, М. З. Теория механизмов и машин: учебник / М. З. Коловский. – Москва : Academia, 2018. – 304 с.
6. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / Е. А. Камцев [и др.]; под общей редакцией Е. А. Камцева. – Минск : Высшэйшая школа, 1976. – 174 с.
7. Теория механизмов и механика машин / К. В. Фролов [и др.]; под редакцией К. В. Фролова. – 2-е изд., перер. и доп. – Москва : Высшая школа, 2018. – 496 с.
8. Юдин, В. А. Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – 2-е изд. – М. : Высшая школа, 1977. – 527 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Форма протокола

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра «Машиноведение и детали машин»

О Т Ч Е Т

Лабораторная работа № 1

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРА

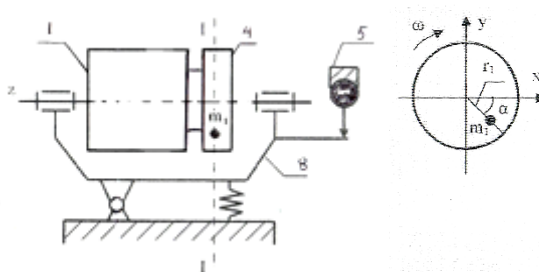
Цель работы:

Уяснение сущности метода динамической балансировки ротора и выполнение балансировки ротора на балансировочном станке Б. В. Шитикова.

Студент _____ № группы _____ факультет _____
дата _____ подпись _____
Преподаватель _____ дата _____ подпись _____

Минск _____

1. Схема балансировочного станка:



1 – ротор; 4 – диск для установки противовеса;
5 – индикатор; 8 – качающаяся рамка

2. Результаты эксперимента.

Максимальные амплитуды колебаний, определяемые при резонансе

Амплитуда	Измерения в мм			
	№ 1	№ 2	№ 3	среднее значение
A_1	1,09	1,08	1,09	1,09
A_2	2,83	2,85	2,84	2,84
A_3	3,34	3,34	3,33	3,34

3. Масса добавочного груза $m_d = \underline{15}$ г.

4. Радиус положения добавочного груза $r_d = \underline{40}$ мм.

5. Дисбаланс добавочного груза $m_d \cdot r_d = \underline{600}$ г·мм.

6. Определение масштабного коэффициента дисбаланса в плоскости I диска 4:

6.1. Расчет амплитуды колебаний от добавочного груза

$$A_d = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2}{2}} = \sqrt{\frac{2,84^2 + 3,34^2 - 2 \cdot 1,09^2}{2}} = 2,9 \text{ мм.}$$

6.2. Расчет масштабного коэффициента дисбаланса

$$\mu = \frac{A_d}{m_d \cdot r_d} = \frac{2,9}{600} = 0,0048.$$

7. Расчет дисбаланса неуравновешенного ротора

$$D_{II} = m_{II} \cdot r_{II} = \frac{A_I}{\mu} = \frac{1,09}{0,0048} = 227 \text{ г} \cdot \text{мм.}$$

8. Определение параметров балансировки в плоскости I:

8.1. Выбор корректирующей массы противовеса $m_{II} = \underline{8} \text{ г}$
(выбрать массу так, чтобы получить $20 \leq r_{II} \leq 60 \text{ мм}$)

8.2. расчет радиуса установки противовеса

$$r_{II} = \frac{D_{II}}{m_{II}} = \frac{227}{8} = 28,4 \text{ мм.}$$

8.3. Расчет угла α

$$\begin{aligned} \alpha &= \arccos \left(\frac{A_1^2 + A_D^2 - A_3^2}{2 A_1 \cdot A_D} \right) = \arccos \left(\frac{1,09^2 + 2,9^2 - 3,34^2}{2 \cdot 1,09 \cdot 2,9} \right) = \\ &= \arccos(-0,2464) = 104^\circ \end{aligned}$$

8.4. Расчет возможных углов корректирующей массы

$$\alpha_n = \alpha = 104^\circ,$$

$$360^\circ - \alpha_n = 360^\circ - \alpha = 360^\circ - 104^\circ = 256^\circ,$$

$$180^\circ - \alpha_n = 180^\circ - \alpha = 180^\circ - 104^\circ = 76^\circ,$$

$$180^\circ + \alpha_n = 180^\circ + \alpha = 180^\circ + 104^\circ = 284^\circ.$$

9. Проведение контрольных измерений остаточной амплитуды колебаний

	Измерения в мм			
	α_n	$360^\circ - \alpha_n$	$180^\circ - \alpha_n$	$180^\circ + \alpha_n$
Амплитуда A_k	0,18	2,21	0,05	1,8

10. Действительный угол установки противовеса $\alpha_n = 76^\circ$.

11. Коэффициент остаточной неуравновешенности

$$k = \frac{(A_k)_{min}}{A_1} = \frac{0,05}{1,09} = 0,046 \text{ или } 4,6 \, \%.$$

12. Выводы. Требуемый уровень дисбаланса достигнут.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Форма протокола

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра «Машиноведение и детали машин»

О Т Ч Е Т

Лабораторная работа № 2

ПОСТРОЕНИЕ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Цель работы:

Ознакомление с процессом нарезания зубьев цилиндрических эвольвентных колес по методу обкатки при помощи инструментальной рейки, а также усвоение методики их геометрического расчета.

Студент _____ № группы _____ факультет _____
дата _____ подпись _____
Преподаватель _____ дата _____ подпись _____

Минск _____

№ установки	m , мм	d_1 , мм	α , град	h_a^*	c^*	z_1	z_2
—	10	100	20	1	0,25	10	14

Определение параметров колеса без смещения

- $d_1 = z_1 \cdot m = 10 \cdot 10 = 100$ мм.
- $r_{w1} = r_1 = \frac{d_1}{2} = \frac{100}{2} = 50$ мм.
- $r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 50 \cdot 0,9397 = 47$ мм.
- $r_{a1} = r_1 + h_a^* m = \frac{m}{2} (z_1 + 2) = \frac{10}{2} (10 + 2) = 60$ мм.
- $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^*) m = \frac{m}{2} (z_1 - 2,5) = \frac{10}{2} (10 - 2,5) = 37,5$ мм.
- $S_1 = \frac{\pi m}{2} = \frac{3,14 \cdot 10}{2} = 15,7$ мм.
- $S_{b1} = 2r_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv} \alpha \right) = 2 \cdot 47 \left(\frac{15,7}{100} + 0,014904 \right) = 16,2$ мм.
- $\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \frac{47}{60} = 0,7833$, $\alpha_{a1} = 38^\circ 26'$, $\text{inv} \alpha_{a1} = 0,12275$.
- $S_{a1} = 2r_{a1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{a1} \right) = 2 \cdot 60 \left(\frac{15,7}{100} + 0,014904 - 0,12275 \right) = 6$ мм.

Определение параметров колеса со смещением

- $x_1 = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 10}{17} = 0,412$; $x_2 = \frac{17 - z_2}{17} = \frac{17 - 14}{17} = 0,176$.
- $\Delta_1 = x_1 m = 0,412 \cdot 10 = 4,12$ мм.
- $\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \text{tg} \alpha = 0,014904 + \frac{2(0,412 + 0,176)}{10 + 14} \cdot 0,364 = 0,03274$, $\alpha_w = 25^\circ 41'$.

$$4. y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) = \frac{10 + 14}{2} (1,04271 - 1) = 0,515.$$

$$5. \Delta y = (x_1 + x_2) - y = (0,412 + 0,176) - 0,515 = 0,073.$$

$$6. r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 50 \cdot 1,04271 = 52,1 \text{ мм.}$$

$$7. r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 50 \cdot 0,9397 = 47 \text{ мм.}$$

$$8. r_{a1} = r_1 + (h_a^* + x_1 - \Delta y) m = 50 + (1 + 0,412 - 0,073) 10 = 63,4 \text{ мм.}$$

$$9. r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1) m = 50 - (1 + 0,25 - 0,412) 10 = 41,6 \text{ мм.}$$

$$10. S_1 = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) m = \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,412 \cdot 0,364 \right) 10 = 18,7 \text{ мм.}$$

$$11. S_{w1} = 2r_{w1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w \right) = 2 \cdot$$

$$52,1 \left(\frac{18,7}{100} + 0,014904 - 0,03274 \right) = 17,6 \text{ мм.}$$

$$12. S_{b1} = 2r_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha \right) = 2 \cdot 47 \left(\frac{18,7}{100} + 0,014904 \right) = 19 \text{ мм.}$$

$$13. \cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \frac{47}{63,4} = 0,7412, \alpha_{a1} = 42^\circ 3', \operatorname{inv} \alpha_{a1} = 0,16975.$$

$$S_{a1} = 2r_{a1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right) = 2 \cdot 63,4 \left(\frac{18,7}{100} + 0,014904 - 0,16975 \right) = 4,1 \text{ мм.}$$

Таблица сопоставления расчетов с замерами

Толщина зубьев, мм	Колесо без смещения		Колесо со смещением	
	расчет	замер	расчет	замер
S_1	15,7	15	18,7	18
S_{w1}	15,7	15	17,6	17
S_{b1}	16,2	15,5	19	18,5
S_{a1}	6	5,5	4,1	3,5

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Форма протокола

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра «Машиноведение и детали машин»

О Т Ч Е Т

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД МЕХАНИЗМА С КАЧАЮЩЕЙСЯ И ВРАЩАЮЩЕЙСЯ КУЛИСАМИ

Цель работы:

Построение кинематической схемы кривошипно-кулисного механизма с качающейся (вращающейся) кулисой, а также исследование его работы на лабораторной установке

Студент _____ № группы _____ факультет _____
дата _____ подпись _____
Преподаватель _____ дата _____ подпись _____

Минск _____

Рисунок кулисного механизма с обозначением геометрических параметров.

Таблица 3.1

Данные испытаний механизма

$T_1, \text{Нм}$	$n_{1, \text{мин}}^{-1}$	$T_2, \text{Нм}$	$n_{2, \text{мин}}^{-1}$	η

График зависимости $\eta = f(T_2)$.

Учебное издание

ХАРИТОНЧИК Сергей Васильевич
КАЛИНА Алла Александровна
ДУБОВСКАЯ Елена Михайловна и др.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Практикум

для обучающихся специальностей

6-05-0714-02 «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты»
и 6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств»

Редактор *К. С. Мельникова*
Компьютерная верстка *А. В. Степанкиной*

Подписано в печать 25.09.2025. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 3,32. Уч.-изд. л. 2,14. Тираж 100. Заказ 719.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.