

ный расчет. На листе 2 (рис. 3), используя результаты расчетов на ЭВМ, графически строятся годографы реакций в кинематических парах, график реакции в направляющих ползуна. Разработанные на кафедре программы позволяют анимировать изображение механизма с показом в масштабе реакций в кинематических парах (рис. 4). Анализ характера изменения реакций за цикл движения имеет наибольшую ценность для конструктора, поскольку позволяет определить предполагаемый износ в подвижных соединениях.

Динамический синтез кулачкового механизма для определения основных размеров механизма требует вычисления функций положения толкателя, аналогов скорости и ускорения. В данном случае, как и при выполнении других листов, вручную данные параметры рассчитываются только для одного положения на фазах удаления и возвращения. Несмотря на то, что в результатах работы программы имеются координаты центрального и действительного профилей кулачка, для лучшего понимания работы механизма построение профилей производится графическим методом обращенного движения.

Для облегчения проектирования разработаны методические пособия /4/, /5/ и компьютерные программы по всем разделам курсового проекта. Интерактивный характер работы программ позволяет обучаемым в процессе проектирования изменять любые входные параметры и исследовать их влияние на результаты проектирования.

Студенты допускаются к работе на ЭВМ только в случае своевременного и качественного выполнения контрольных расчетов.

Практика применения изложенных технологий показала улучшение знаний студентов и ритмичности выполнения проекта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – 4-е изд. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Филонов И.П., Анципорович П.П., Акулич В.К. Теория механизмов, машин и манипуляторов. – Мн.: Дизайн Про, 1998. – 655 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под общ. ред. Г.Н. Девойно. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 285 с.
4. Анципорович, П.П. Синтез кривошипно-ползунных механизмов: Учебно-метод. пособие к курсовому проектированию для студ. механических спец. / П.П. Анципорович, В.К. Акулич, Е.М. Дубовская – Мн.: БНТУ, 2005. – 22 с.
5. Анципорович П.П. Динамика машин и механизмов в установившемся режиме движения: Учебно-метод. пособие по курсовому проектированию по дисц. «Теория механизмов, машин и манипуляторов»/ П.П. Анципорович, В.К. Акулич, А.Б. Дворянчикова, Е.М. Дубовская. – Мн.: БНТУ, 2007. – 40 с.

УДК 621.01.752

Анципорович П.П., Кудин В.В.

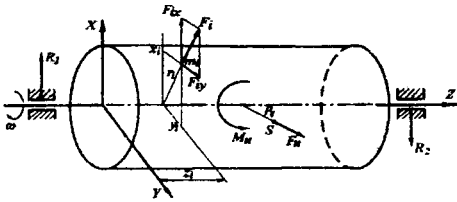
УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ В ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

При движении механической системы под действием внешних сил в ней могут возникать механические колебания и вибрации, причинами которых являются как периодические изменения сил в машинах, так и кинематические возмущения либо инерционные характеристики звеньев. Одна из основных причин виброактивности механической системы является собственная неуравновешенность как звеньев, так и механизма в целом.

В курсе «Теория механизмов и машин» уделено значительное внимание вопросам выявления неуравновешенности ротора, как тела, которое при вращении удерживается своими несущими поверхностями в опорах. В зависимости от числа опор рассматриваются как двух-,

так и многоопорные. Теоретическое обоснование неуравновешенности ротора сводится к тому, что элементарные силы инерции точечных масс ротора образуют пространственную систему сил, которая сводится к главному вектору центробежных сил инерции \overline{F}_u , приложенному к центру масс S , и главному моменту сил инерции \overline{M}_u , действующих в разных плоскостях (рис. 1).



$$\overline{F}_u = \omega^2 \overline{D}, \quad (1)$$

$$M_u = \omega^2 M_D, \quad (2)$$

где $\overline{D} = \sum \overline{m_i r_i} = \overline{m_p \rho_S}$ – главный вектор

дисбалансов ротора;

$$\overline{M}_D = \sqrt{I_{xz}^2 + I_{yz}^2} – \text{главный момент дисбалансов ротора;}$$

Рис. 1. Общая схема сил инерции ротора

$m_p = \sum m_i$ – масса ротора;

ρ_S – эксцентриситет ротора;

I_{xz}, I_{yz} – центробежные моменты инерции.

Векторы \overline{F}_u и \overline{M}_u вызывают динамические реакции в подшипниках ротора, которые передаются станине машины и фундаменту, причем \overline{F}_u и \overline{M}_u вращаются вместе с ротором. Вследствие этого возникают механические колебания ротора в опорах.

Не подверженный действию внешних сил ротор, вращающийся с постоянной скоростью, находится в состоянии динамического равновесия, характеризуемого равенством нулю главного вектора \overline{F}_u и главного момента сил инерции \overline{M}_u , т.е.

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

$$M_u = \omega^2 M_D = 0, \quad (4)$$

На основании условий (3) и (4) определяются виды неуравновешенности: статическая, моментная и динамическая, причинами которой являются 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 завершению ремонта или монтажа оборудования, а также дефекты эксплуатации, как разрушение и «вылет» частей ротора (например, частей рабочего диска, лопаток турбины) в процессе работы, характеризующиеся внезапными однократными скачкообразными изменениями амплитуды и/или фазы вибрации, и различные виды износа поверхностей ротора (например, износ шлифовальных кругов, шеек вала, лопастей колес), уменьшение натяга (нарушение посадок) деталей вала. Все это ведет к изменению амплитуды и/или фазы колебания оси вала ротора.

Статическая неуравновешенность характеризуется таким распределением масс ротора, при котором ось вращения ротора и главная ось инерции параллельны (рис. 2). При этом $\overline{D} \neq 0$, а $M_D = 0$. Направление главного вектора \overline{D} совпадает с направлением главного вектора сил инерции \overline{F}_u , действующего на ротор при вращении.

Статическую неуравновешенность легко выявить опытным путем, так как под действием сил тяжести ротор стремится к устойчивому положению равновесия, когда его центр масс S занимает наиболее низкое положение.

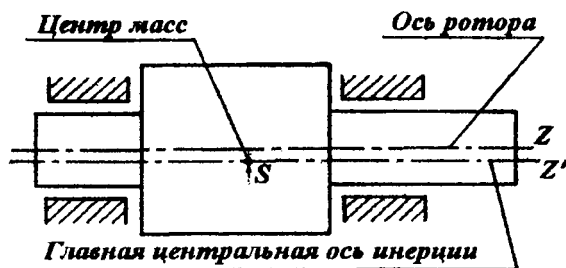


Рис. 2. Статическая неуравновешенность

Моментная неуравновешенность характеризуется таким распределением масс ротора, при которой ось вращения ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются в центре масс ротора (рис. 3), т.е. $\bar{D} = 0$, а момент дисбаланса $M_D \neq 0$, следовательно, $I_{xz} \neq 0, I_{yz} \neq 0$. Моментная неуравновешенность обнаруживается только при вращении ротора.

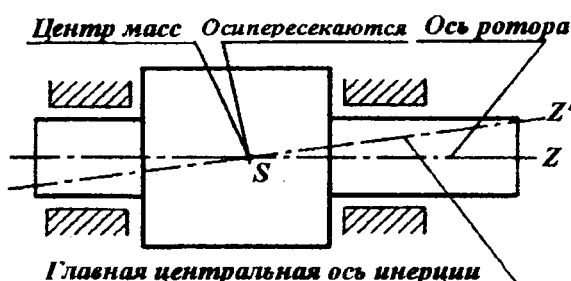


Рис. 3. Моментная неуравновешенность ротора

Динамическая неуравновешенность ротора – это наиболее общий случай неуравновешенности, при этом $\bar{D} \neq 0$ и $M_D \neq 0$, а ось вращения ротора и главная центральная ось инерции скрещиваются в пространстве (рис. 4). Как видно, динамическая неуравновешенность включает как статическую, так и моментную неуравновешенность одновременно.

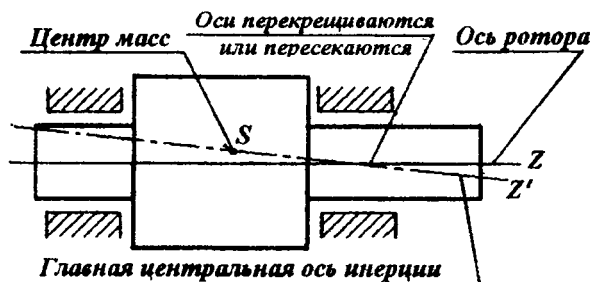


Рис. 4. Динамическая неуравновешенность ротора

Идеальный ротор будет передавать на свои опоры и далее на раму только статические нагрузки от собственного веса, т.е. вращающийся ротор должен оказывать на опоры такое же воздействие, как и неподвижный. Для создания такого состояния в процессе проектирования роторов необходимо стремиться выбрать наиболее правильные решения в конструкциях и технологиях их изготовления, добиваясь их массово-геометрической симметрии.

Так, например, при изготовлении ротора с малой осевой протяженностью и его установке на ось вращения (рис. 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. 5, б), второго – моментной (рис. 5, в), обоих – динамической.

Таким образом, ротор, который, казалось бы, уравновешен, в действительности имеет ту или иную неуравновешенность. Для устранения ее вводят дополнительную технологическую операцию – балансировку.

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

Для жестких роторов неуравновешенность заменяется эквивалентной системой двух дисбалансов, расположенных в двух поперечных сечениях ротора, тогда 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, так и одновременно. Балансировку выполняют двумя методами: а) перераспределением масс в плоскостях коррекции (установкой двух противовесов); б) коррекцией положения оси 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 практически невозможно полностью устранить остаточный дисбаланс ротора. 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 роторов электрических машин определяются ГОСТом 12327–79, а для шлифовальных кругов – ГОСТ 3060–75.

По видам неуравновешенности различают статическую, моментную и динамическую балансировку.

Статическая балансировка допустима для роторов, у которых отношение длины ротора к его диаметру равно $0,20 \div 0,25$ и выполняется на простейших устройствах, как, например, параллельных горизонтальных призмах (рис.6, а), либо на двухдисковых устройствах (рис.6. б).

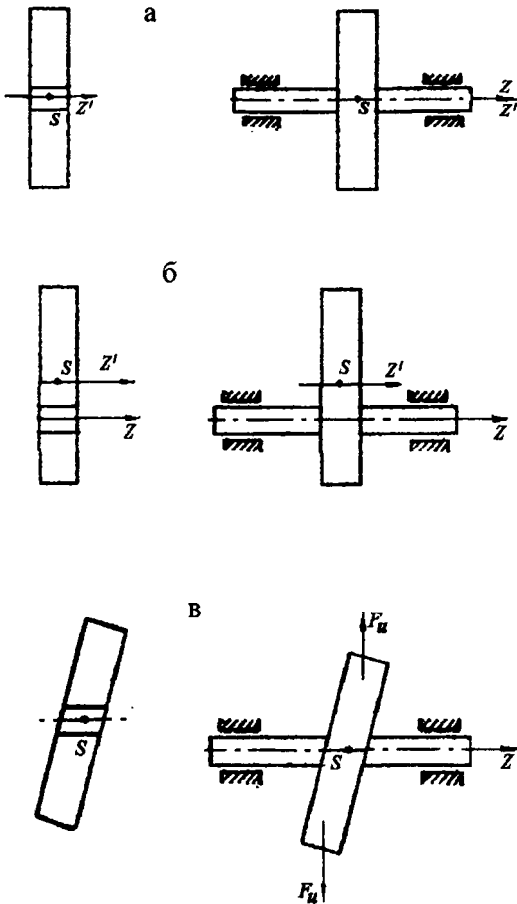


Рис. 5. Появление неуравновешенности ротора за счет нарушений технологии изготовления и сборки

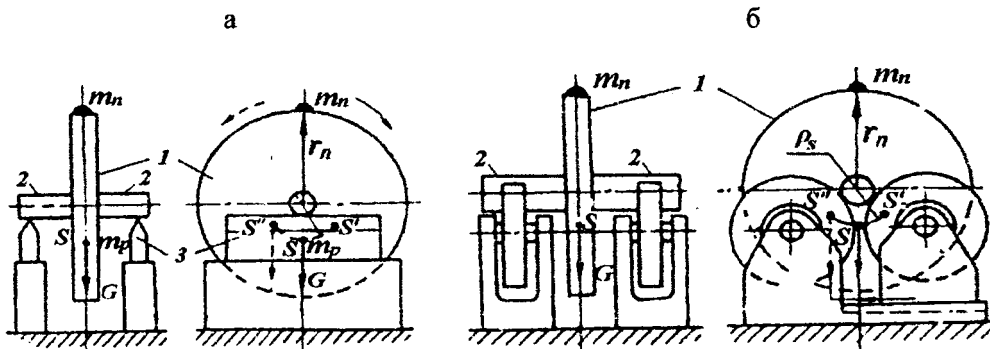


Рис. 6. Балансировка на параллельных призмах (а) и на двухдисковом

Статическая балансировка в динамическом режиме выполняется на специальных станках, при этом в процессе вращения ротора регистрируется его дисбаланс [1].

Динамическая балансировка выполняется экспериментальным путем на специальных балансировочных станках [2]. Существует классификация станков по числу степеней свободы ротора (рис.7), а также по характеру режима работы и конструктивному исполнению, которые подразделяются на балансировочные станки дорезонансного, резонансного и зарезонансного типов [3].

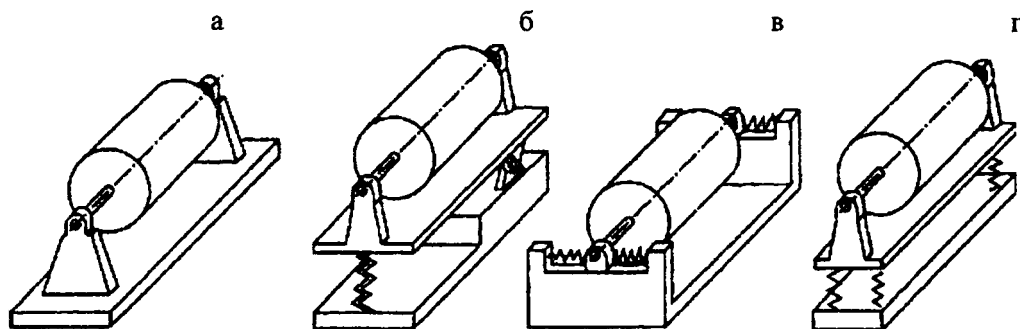


Рис. 7. Классификация станков по степеням свободы ротора

В заключении хотелось бы отметить, что в республике Беларусь технические ВУЗы не готовят инженеров по таким специальностям, поэтому в курсе ТММ необходимо больше внимания уделить вопросам динамической балансировки нормам допустимой остаточной неуравновешенности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов [и др.]; под ред. К.В. Фролова. – 5-е изд. – М.: Высшая школа, 2005. – 496 с. 2. Вибрации в технике: Справочник в 6 т./К.В. Фролов; под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – т.6. – 456 с. 3. Балансировка вращающихся масс: учебно-методическое пособие к лабораторным работам по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / П.П. Анципорович [и др.]. – Минск: БНТУ, 2009. – 27 с

УДК 621.01: 681.3 + 621.876

Астахов Э.И., Гарах В.А., Шкурко С.С.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СХЕМ ПРИВОДОВ МЕХАНИЗМОВ НОЖНИЧНЫХ ПОДЪЕМНИКОВ

*Белорусский национальный технический университет,
Минск, Беларусь*

Для подъема и опускания крупных грузов в стесненных производственных и складских помещениях широко используются ножничные подъемники, содержащие шарнирно-рычажные антипараллелограммные механизмы, которые обеспечивают вертикальные перемещения грузовой площадки. Такие механизмы имеют от одной до шести секций антипараллелограммов, являющихся умножителями вертикальных перемещений первой нижней секции. Привод таких одно- и многосекционных механизмов ножничных подъемников осуществляется, чаще всего, одним или несколькими гидроцилиндрами по различным схемам расположения ведущих цилиндров. Ранее в работах [1, 2, 3] авторов рассмотрены вопросы структуры и кинематики, динамики подъема, силовой нагруженности таких шарнирных механизмов ножничных подъемников. Задачей данной работы является сравнительный анализ существующих и предлагаемых схем приводов ножничных подъемников.