

РАСЧЕТ СОБИРАЕМОСТИ ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ПРЕЦИЗИОННЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ МЕЖГРУППОВОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ ДЕТАЛЕЙ

Савичев А.В. (каф. АПП, ВолгГТУ, г. Волгоград, Россия)

Прецизионной сборке изделий обусловленной точности обычно предшествует выбор сборочного комплекта деталей. Для этого сопрягаемые поверхности подвергаются размерному контролю и детали раскладываются на временное хранение в соответствии с присваиваемыми им номерами размерных групп. Известно, что в результате погрешностей измерительных средств некоторое количество деталей образует так называемый внутригрупповой брак. Из таких деталей могут собираться изделия не соответствующие требуемой точности. Помимо этого, разделение исходных партий деталей на группы приводит к образованию незавершенного производства, то есть некоторого количества деталей, остающихся без парных деталей соответствующих номеров размерных групп.

Для достижения высоких значений собираемости используются различные способы размерного отбора деталей в сборочные комплекты. Оценка их эффективности с точки зрения количественных показателей на основе анализа стохастической модели прецизионного изделия позволила установить, что наиболее эффективным способом достижения максимальной собираемости является установление определенной степени взаимозаменяемости групп деталей в соединении на основе сборки с межгрупповой взаимозаменяемостью.

Для сборки с межгрупповой взаимозаменяемостью известен расчет собираемости при сборке элементарных прецизионных пар, точность которых определяется одной трехзвенной размерной цепью (например, вал-отверстие). Он позволил также рассчитывать собираемость более сложного изделия, точность которого определяется несколькими последовательно образуемыми трехзвенными размерными цепями, однако, для случаев, когда изделие не содержит многопараметрических соединений, то есть одновременно образующих две и более трехзвенные размерные цепи. В настоящей научной работе рассматривается использование метода межгрупповой взаимозаменяемости применительно к сборке сложных прецизионных изделий, в составе которых имеется двухпараметрическое соединение.

Такой узел в виде, например, элемента редуктора содержит четыре детали: корпус, вал, левый и правый подшипники. Для него образование сборочного комплекта производится в три этапа: на двух первых выполняется подбор деталей по одному параметру и на третьем – по двум параметрам одновременно. Подбираемая на третьем этапе деталь как бы замыкает сборочную цепь. Такая схема сохраняется в любом случае, независимо от выбранной последовательности отбора деталей в сборочный комплект.

Стохастическая модель двухпараметрического прецизионного соединения строится на основе распределения случайных величин на плоскости. Геометрической интерпретацией стохастической модели комплектования двухпараметрического прецизионного соединения являются наложенные друг на друга нормальные распределения на плоскости (рис. 1). После нормирования распределений, характеризующих отклонения размеров сопрягаемых поверхностей у подшипника A_1 и B_2 , то есть при $\sigma_{A_1} = \sigma_{B_2} = 1$, одно нормальное распределение на плоскости будет круговым а второе эллиптическим с осями E_A и $1/E_B$.

Схема образования незавершенного производства, возникающего при размерном подборе подшипника на завершающем этапе прецизионной сборки может быть пред-

сравнению с требуемым для селективной сборки. Так как при сборке с межгрупповой взаимозаменяемостью двухпараметрического прецизионного соединения аналогичный сдвиг будет иметь место одновременно по обоим параметрам, то центр единичной окружности будет располагаться внутри прямоугольной зоны со сторонами $IT\Delta_1(1-1/\lambda_A)$, $IT\Delta_2(1-1/\lambda_B)$ (см. рис. 2). Причем если выбор сборочных комплектов деталей будет оптимизированным, то фактически центр окружности будет сканировать по его внешнему контуру. Тогда область, характеризующая вероятное отклонение двух параметров будет описываться площадью, ограниченной дугами четырех единичных окружностей, соединенными касательными по внешнему контуру.

Произведенный для сравнения конкретный расчет показал, что при сборке узла установки вала в корпусе на подшипниках качения методом групповой взаимозаменяемости незавершенное производство составляет 21%. А при расширении условий межгрупповой взаимозаменяемости уже в 1,5 раза при тех же условиях сборки незавершенное производство составит 3%. Дальнейшее увеличение взаимозаменяемости групп деталей в соединениях позволяет в еще большей степени сократить объем незавершенного производства, а в некоторых случаях и не допустить его появления. Аналогичный результат подтвержден имитационным моделированием.

Таким образом, стохастическая модель двухпараметрического прецизионного соединения, основанная на взаимном рассмотрении вероятностных распределений на плоскости и их характеристик в виде единичных окружности и эллипса, объективна. Сделанное предположение о смещении центра единичной окружности действительно показывает изменение условий комплектования при сборке с межгрупповой взаимозаменяемостью, и делает доступным расчет количественных показателей собираемости партий деталей при изменяемых условиях отбора деталей в сборочные комплекты. Это позволяет анализировать и на стадии разработки устанавливать оптимальные условия сборки прецизионной продукции различной конструктивной сложности.

Тем самым производитель прецизионной продукции получает дополнительную возможность гарантировать качество выпускаемых изделий при минимально возможной их стоимости, то есть повысить стабильность реализации своей продукции в условиях конкуренции.

Список литературы: 1. Кесоян А. Г., Рабинович Л. Н. Рациональный алгоритм автоматизированного комплектования прецизионных деталей. //Автоматизация технологических процессов в машиностроении: Межвуз. сб. науч. тр. – ВолгГТУ, Волгоград, 1997, С. 73-78. 2. Рабинович Л. А., Кесоян А. Г. Сборка сложных прецизионных узлов при многовариантных схемах автоматизированного комплектования //Автоматизация технологических процессов в машиностроении: Межвуз. сб. науч. тр. – ВолгГТУ, Волгоград, 1994, С. 138-145. 3. Рабинович Л. А. Исследование процессов и обоснование схем автоматического выбора сборочных комплектов деталей прецизионных изделий //Автоматизация технологических процессов в машиностроении: Межвуз. сб. науч. тр. – ВолгГТУ, Волгоград, 1991, С. 34-45.

РАЗРАБОТКА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СБОРОЧНОГО МОДУЛЯ

Слива А.А., Ольховская О.О. (каф. ТМ, ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

Сборка – образование разъемных или неразъемных соединений составных частей детали или изделия. Сборочные работы являются заключительным этапом в производственном процессе, на котором из отдельных деталей и узлов собирают готовые изделия. Качество сборки значительно влияет на эксплуатационные качества машины, на ее надежность и долговечность. Сборочные работы выполняют в сборочных отделениях и цехах заводов. Место и организация сборочных работ определяется характером выпускаемых изделий, технологическим процессом, объемом производства [1]. Виды сборки классифицируются по следующим основным признакам [2]: целостность соединений, подвижность составных частей, форме сопрягаемых поверхностей, методу образования соединения.

В массовом и крупносерийном производстве сборка часто производится на автоматических линиях, в том числе и на роторных. Рассмотрим сборку для нескольких видов соединений:

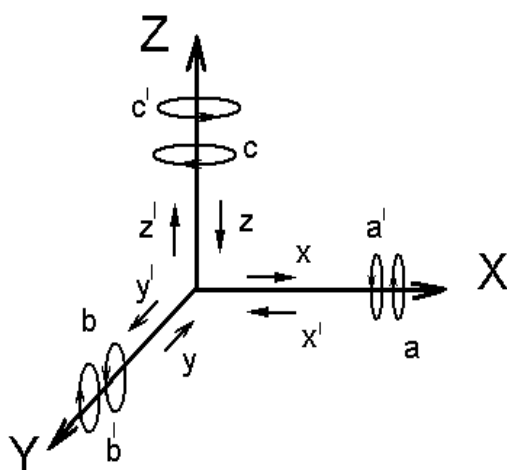


Рис. 1. Элементарные движения в сборочном модуле

соединение по цилиндрической поверхности, соединение по плоским поверхностям, резьбовое соединение, шлицевое соединение. Как известно [3], движение предметов при сборке в технологическом модуле можно описать множеством функций. Каждая функция является прямолинейным движением или вращением относительно оси в декартовой системе координат (рис. 1). Для наглядного представления информации результаты анализа сведены в таблицы 1.

Проанализировав приведенные в таблице схемы и формулы можно составить обобщенные формулы, описывающие законы движения собираемых единиц для различных видов сборки.

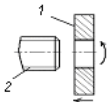
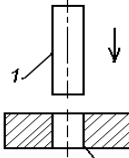
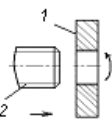
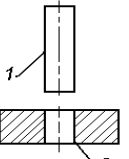
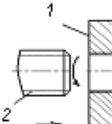
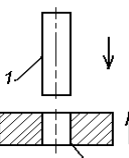
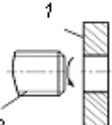
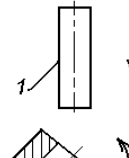
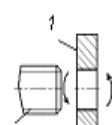
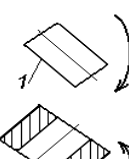
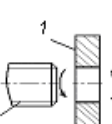
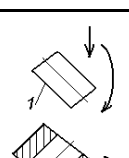
Для сборки резьбовых соединений закон движения собираемых единиц имеет вид:

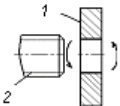
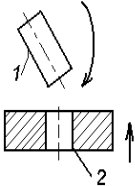
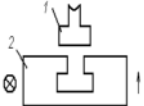
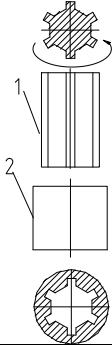
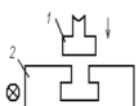
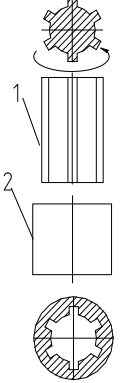
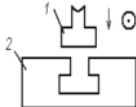
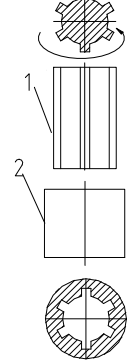
$$F_p = f_a(t) \wedge \vee f_{a1}(t) \wedge \vee f_x(t) \wedge \vee f_{x1}(t),$$

где $f_a(t), f_{a1}(t)$ - закон прямого и обратного вращательного движения, относительно оси ОХ;

$f_x(t), f_{x1}(t)$ - закон прямолинейного движения, совпадающего и несовпадающего с направлением оси ОХ.

Таблица 1. Результаты кинематического анализа некоторых схем сборки,
используемых в роторных линиях

Вид сборки	Рисунок	Функция движения первой собираемой единицы	Функция движения второй собираемой единицы	Вид сборки	Рисунок	Функция движения первой собираемой единицы	Функция движения второй собираемой единицы
	1	2	3		1	2	3
Резьбовое соединение		$f_a(t)$	$f_{x1}(t)$	Соединение по цилиндрической поверхности		$f_{z1}(t)$	\rangle
		$f_a(t)$	$f_x(t)$			\rangle	$f_z(t)$
		\rangle	$f_{a1}(t) \wedge f_x(t)$			$f_{z1}(t)$	$f_z(t)$
		$f_{x1}(t)$	$f_{a1}(t)$			$f_{z1}(t)$	$f_{b1}(t)$
		$f_a(t) \wedge f_{x1}(t)$	$f_{a1}(t) \wedge f_x(t)$			$f_b(t)$	$f_{b1}(t) \wedge f_z(t)$
		$f_a(t) \wedge f_{x1}(t)$	$f_{a1}(t)$			$f_b(t) \wedge f_{z1}(t)$	$f_{b1}(t) \wedge f_z(t)$

		$f_a(t)$	$f_{a1}(t) \wedge f_x(t)$			$f_b(t)$	$f_z(t)$
Соединение по плоской поверхности		\emptyset	$f_z(t) \wedge f_{y1}(t)$	Шлицевое соединение		$f_{c1}(t)$	$f_z(t)$
		$f_{z1}(t)$	$f_{y1}(t)$			$f_{z1}(t) \wedge f_{c1}(t)$	\int
		$f_{z1}(t) \wedge f_y(t)$	\int			$f_{z1}(t) \wedge f_{c1}(t)$	$f_z(t)$

Для сборки соединений по цилиндрической поверхности закон движения собираемых единиц имеет вид:

$$F_y = f_z(t) \wedge \vee f_{z1}(t) \wedge \vee f_b(t) \wedge \vee f_{b1}(t),$$

где $f_b(t), f_{b1}(t)$ - закон прямого и обратного вращательного движения, относительно оси OZ;

$f_z(t), f_{z1}(t)$ - закон прямолинейного движения, совпадающего и несовпадающего с направлением оси OZ.

Для сборки соединений по плоской поверхности закон движения собираемых единиц имеет вид:

$$F_n = f_z(t) \wedge \vee f_{z1}(t) \wedge \vee f_y(t) \wedge \vee f_{y1}(t).$$

Для сборки шлицевых соединений закон движения собираемых единиц имеет вид:

$$F_u = f_z(t) \wedge \vee f_{z1}(t) \wedge \vee f_{c1}(t).$$

Очевидным становится, что функция движения любой из собираемых единиц в пространстве может быть описана посредством следующего выражения:

$$F_3 = f_x(t) \wedge \vee f_{x'}(t) \wedge \vee f_y(t) \wedge \vee f_{y'}(t) \wedge \vee f_z(t) \wedge \vee f_{z'}(t) \wedge \vee f_a(t) \wedge \vee f_{a'}(t) \wedge \vee f_b(t) \wedge \vee f_{b'}(t) \wedge \vee f_c(t) \wedge \vee f_{c'}(t)$$

Исключая те или иные составляющие в данном выражении можно получить частные формулы движений любой из собираемых единиц в процессе сборки, которые были получены ранее. Общее выражение кинематики функционирования блока технологического воздействия имеет вид:

$$\Phi = F_p(t) \cup F_u(t) \cup F_n(t) \cup F_u(t) \dots \cap F_i(t),$$

где $F_i(t)$ - закон движения собираемых единиц для i-го вида сборки.

Таким образом, получена универсальная кинематическая модель функционирования сборочного модуля, позволяющая получить кинематику движения для любой из собираемых единиц. Использование полученной модели может облегчить и ускорить процесс проектирования роторного оборудования и разработки принципиально новых схем сборки изделий.

Список литературы: 1. Егоров М.Ю. и др. Технология машиностроения. Учебник для втузов. М., «Высш. школа», 1976. – 534 с. 2. Муценек К.Я. Автоматизация сборочных процессов. – Л.: Машиностроение. 1969. – 108 с. 3. Ищенко А.Л. Разработка методов структурного и параметрического синтеза технологических систем непрерывного действия для сборочных процессов: Автореф. дис. канд. техн. наук. Донецк. – 1998, ДГТУ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВИБРОДИАГНОСТИКИ НАСОСОВ ПЕРЕМЕННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ РУЛЕВЫХ МАШИН

Стоян С.Л. (каф. ТСМ, УГМТУ, г. Николаев, Украина)

Для судовых машин и механизмов предусмотрена система планово-предупредительного ремонта, когда агрегат по достижению регламентированной наработки заменяется новым или разбирается для дефектации и ремонта. Однако практика показывает, что плановый ремонт, назначенный, исходя из усредненных данных, не исключает отказов и не экономичен, так как в ремонт отправляется значительное число механизмов с недоиспользованным на 20-40% ресурсом. Это вызывается различными условиями сборки и монтажа, уровнем технического обслуживания и другими факторами. В то же время опыт эксплуатации, например, насосов переменной производительности (НПП) рулевых машин показывает, что необходимость их ремонта в отдельных случаях определяется обслуживающим персоналом “на слух”.

Проблема повышения эксплуатационной надёжности насосных агрегатов рулевых машин в настоящее время решается по многим направлениям: совершенствование конструкции;

- назначаются рациональные методы обработки лимитирующих пар без изменения конструкции узла или его материалов;
- применяются методы безразборной диагностики.

В последнем случае обслуживание по фактическому состоянию может оказаться экономически выгодным за счёт повышения эффективности использования насосного агрегата, сокращению простоев, связанных с профилактикой и ремонтом, увеличением межремонтных сроков.

К числу наиболее перспективных методов технической диагностики относится виброакустическая диагностика, позволяющая фиксировать не только повреждения, но и их накопление, что может обеспечить надёжную эксплуатацию насосного агрегата и определить полную выработку его действительного ресурса. Изменение виброакустических характеристик (ВАХ) является в большинстве случаев следствием износа механизма и увеличением зазоров в парах трения, а уровень вибрации и шума можно рассматривать как интегральный показатель для оценки состояния механизма [1].

Первичным источником информации, позволяющим судить о вибрационных свойствах агрегата, являются спектрограммы вибраций, снятые в характерных точках.

Для возможности определения технического состояния насосного агрегата с помощью вибродиагностики были выполнены поисковые исследования на эксплуатирующихся судах.

Целью исследований было выявить информативные точки, установить наличие характерных дискретных составляющих спектрограмм для разных узлов насосного агрегата, определить режим диагностирования в судовых условиях.

В результате анализа условий работы различных узлов насосного агрегата и экспериментальной проверки были определены 3 точки замеров уровней вибрации (рис.1).

Это точки 1 и 2, в направлении перпендикулярном опорной поверхности (ось ОУ) и точка 3, на корпусе насоса в районе качающего узла в радиальном направлении - горизонтально (ось ОХ). В направлении оси ОZ дискретных составляющих, соответствующих частотам основных узлов, обнаружено не было. Замеры вибраций осуществлялись одним и тем же комплектом переносной измерительной аппаратуры фирмы “Бюль и Кьер”.

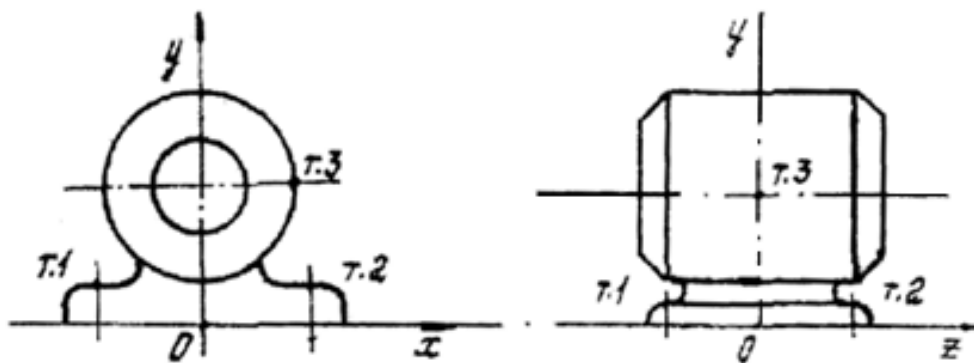


Рис.1. Схема расположения точек замера вибрации.

Эксперименты проводились в следующей последовательности. Замерялись общий уровень внешних помех (фон), общие уровни и спектры вибрации насосного агрегата в третьооктавных полосах частот в диапазоне 20 - 31500 Гц на установившихся режимах холостого хода и под нагрузкой (перекладка руля $\pm 35^\circ$). Указанная последовательность переходов повторялась для каждой точки. Замеры вибрации осуществлялись на насосах рулевых машин эксплуатирующихся судов у стенки и на ходу. Общее количество исследуемых насосов составило несколько десятков, что обеспечивало получение надёжных результатов. Нарботка насосных агрегатов на момент проведения экспериментов была различной и соответственно они находились в различном техническом состоянии.

По спектрограммам, построенным для каждой точки на режимах холостого хода и под нагрузкой, определялись уровни вибрации на частоте следования плунжеров. Далее методом наименьших квадратов [2] были определены зависимости уровней вибрации на частоте следования плунжеров 1, 2 и 3 от наработки.

Линейный рост уровня вибрации на 10 дБ и более с увеличением наработки является ничем иным, как реакцией на постепенное изменение технического состояния насоса, связанного с износом плунжерных пар. Отсюда следует, что вибросигнал на частоте следования плунжеров при работе в режиме холостого хода может быть диагностическим признаком.

Изменение уровня вибрации насоса на частоте следования плунжеров является следствием износа этой пары. Поэтому установление функциональной зависимости между уровнем вибрации и зазором для плунжерной пары является важной задачей практического диагностирования.

Используя данные обмеров насосов, поступающих в ремонт, и результаты обмеров при стендовых испытаниях, была установлена зависимость среднего зазора в плунжерной паре от наработки. Замер уровней вибрации эксплуатирующихся насосов позволил установить их зависимость от наработки. Функциональная связь получилась аналогичной зависимости среднего зазора в плунжерной паре от наработки.

Список литературы: 1. Борисов М. В., Павлов И. А., Постников В. И. Ускоренные испытания машин на износостойкость как основа повышения их качества. – М.: Изд-во стандартов, 1976. – 352 с. 2. Мартин Ф. Моделирование на вычислительных машинах. Перевод с англ. под ред. И. Н. Коваленко. – М.: Изд-во “Советское радио”. 1972.- 288 с.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ И ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА 1ГПКС

Тарасенко В.А., Крайсвитный С.В., Лашкуль Б.И.

(каф. ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Основным направлением механизации горнопроходческих работ на горных предприятиях Украины является дальнейшее развитие комбайнового способа проведения выработок взамен менее производительного и менее безопасного – буровзрывного способа. Наряду с этим, на многих шахтах уже эксплуатируется достаточно большой и разнообразный парк проходческой техники. Однако технико-экономические показатели эксплуатации комбайнов остаются пока не достаточно высокими, вследствие технического несовершенства некоторых узлов и систем этих машин.

Так, применение проходческих комбайнов позволяет увеличить скорость проведения выработок в 2-2,5 раза и снизить тем самым стоимость проведения подготовительных выработок по сравнению с буровзрывным способом их проведения. При этом машинное время работы проходческих комбайнов в среднем в два раза меньше, чем у очистных машин. Всё это свидетельствует о необходимости повышения их надежности и, как следствие, производительности.

Эксплуатация комбайнов типа 1ГПКС выявила ряд конструктивных их недостатков, наиболее существенными из которых являются низкая надежность систем перемещения комбайна, погрузки и транспортирования отбитой горной массы.

Основными недостатками механизма перемещения проходческого комбайна типа 1ГПКС являются сложность конструкции и относительно низкая надежность его электромеханического привода.

Это обусловлено достаточно сложной конструкцией редуктора [1], наличием большого количества зубчатых передач, конической передачи, фрикционных дисков и сложной системы управления ими, что снижает надежность и эксплуатационные свойства машины. Комбайн типа 1ГПКС имеет общий редуктор для привода обеих ходовых тележек, что усложняет управление комбайном и его обслуживание. Приводной электродвигатель комбайна расположен близко к почве, которая в реальных условиях эксплуатации зачастую бывает, обводнена, что также является причиной выхода двигателя из строя и снижение коэффициента готовности комбайна в целом. Помимо этого изготовление и эксплуатация механизма перемещения представляет собой достаточно сложный и дорогостоящий процесс.

В качестве одного из путей устранения этих недостатков может быть предложена замена электропривода и фрикционных механизмов управления на гидравлический вариатор скорости (рис. 1), состоящий из радиально-поршневого гидромотора РПГ и трехступенчатого редуктора классической конструкции. Таким образом, ходовая тележка усовершенствованной конструкции будет состоять из: сварной рамы со встроенным в неё редуктором и приводной звездочкой ЗП, радиально-поршневого двухрядного гидромотора, опорных катков, натяжного катка с механизмом натяжения, трековой цепи. В редукторе ходовой тележки также предусмотрено стопорное тормозное устройство ТУ, выполненное в виде кулачковой муфты, которая находится в зацеплении под действием пружины. Растормаживание стопорного устройства происходит гидравлически непосредственно перед включением гидромоторов.

Опыт эксплуатации очистных и проходческих комбайнов показал, что использование гидравлического вариатора скорости в системах перемещения горных машин обеспечивает как хорошую управляемость, так и необходимые тяговые усилия, которые он позволяет развивать на выходном звене рабочего органа.

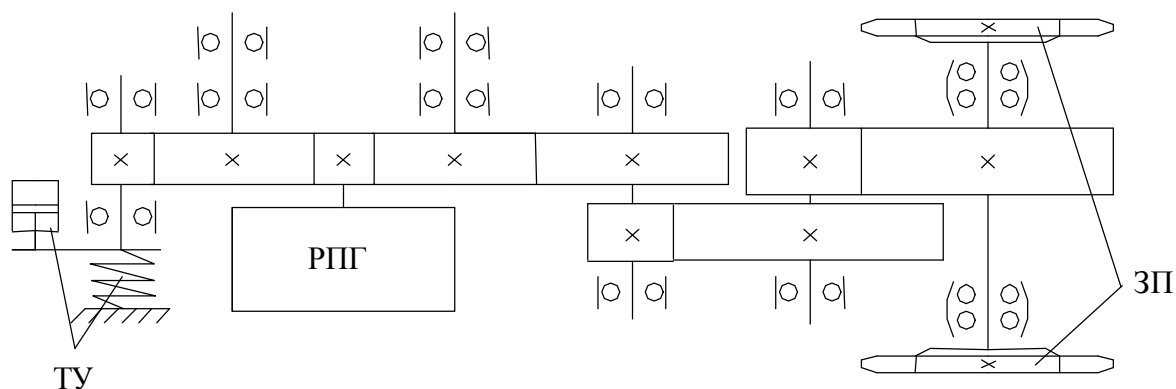


Рис. 1. Кинематическая схема редуктора ходовой тележки комбайна

Следующими модернизируемыми системами проходческого комбайна типа 1ГПКС являются системы погрузки отбитой горной массы и транспортирования её за пределы машины.

В базовой конструкции комбайна обе системы совмещены – имеют один общий электропривод. Это конструктивное решение имеет существенный недостаток – питатель комбайна приводится в движение от обводного барабана скребкового комбайна, вращение которому сообщается посредством цепи конвейера [1]. При этом цепь оказывается нагруженной дополнительно усилиями от преодоления сопротивления погрузки породы на конвейер. Повышенная нагруженность цепи снижает и без того не высокую надежность этого звена системы, что сказывается на надежности всего комбайна.

В качестве устранения этого недостатка может быть предложена конструкция питателя и конвейера с раздельным приводом (рис. 2 и 3). Каждая лапа питателя оснащается независимым гидравлическим приводом. Крутящий момент от гидромоторов РПГ передается на кривошпы кривошипно-рычажного механизма КРМ посредством двухступенчатого редуктора, расположенного внутри корпуса КР. Рычаг одним концом установлен в подшипниковую опору, а вторым соединен с лапой. Использование для привода питателя гидромоторов более целесообразно вследствие близости обводненной почвы выработки.

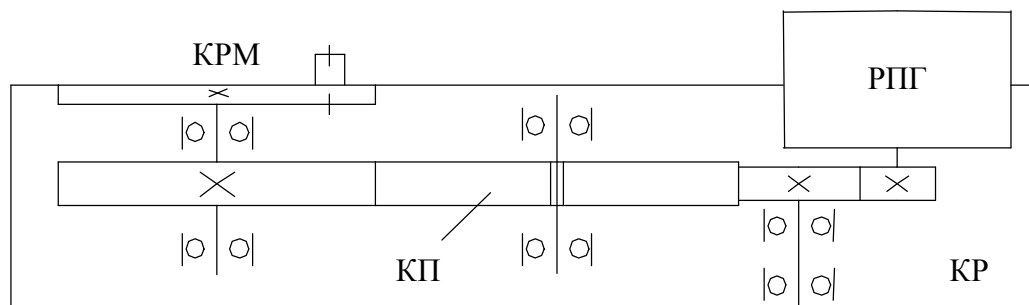


Рис. 2. Кинематическая схема питателя комбайна 1ГПКСу

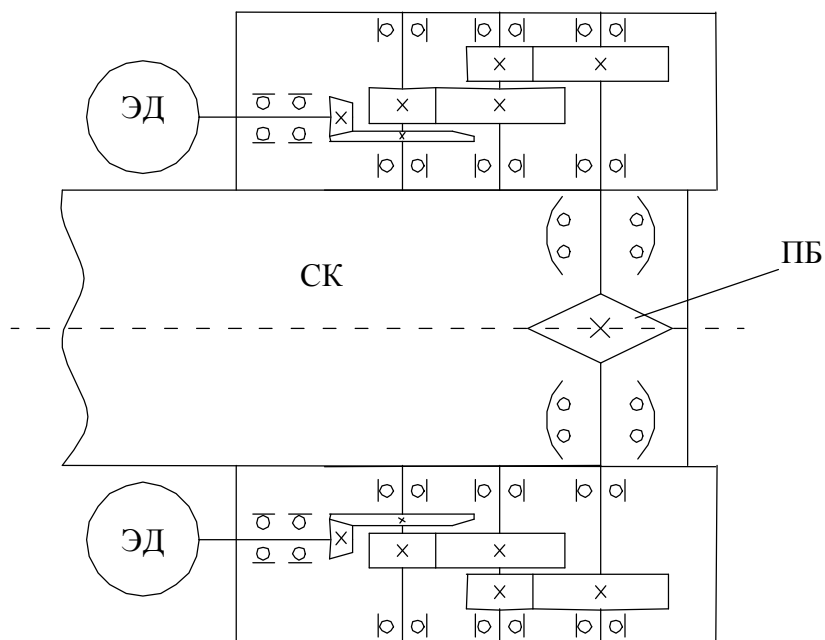


Рис. 3. Кинематическая схема скребкового конвейера

Выбор кинематической схемы редуктора осуществлен из условия обеспечения требуемой частоты качания нагребающих лап, на которую накладывается ограничение по фрикционному искрению и динамическим нагрузкам. Для передачи крутящего момента на необходимое расстояние в редукторах использованы паразитные колеса КП.

Применяемый на комбайне скребковый конвейер спроектирован с индивидуальным электромеханическим двухдвигательным приводом, энергия которого расходуется только на транспортирование горной массы от питателя за пределы комбайна. При этом предлагается компоновка редукторов, которая позволяет расположить их вместе с электродвигателями ЭД вдоль става скребкового конвейера СК, что не приводит к увеличению габаритных размеров комбайна. Такое расположение привода возможно при использовании конической зубчатой передачи. Для этого использованы конические зубчатые колеса с круговыми зубьями, менее чувствительными к точности их взаимного расположения.

С помощью винтов, расположенных на задней части конвейера, можно перемещать приводной барабан ПБ и регулировать натяжение скребковой цепи. Для демпфирования динамических нагрузок в конструкции механизма натяжения имеются две пружины.

Таким образом, предлагаемые конструкции систем перемещения проходческого комбайна типа 1ГПКС, погрузки и транспортирования отбитой горной массы решают достаточно актуальные задачи: повышение его надежности и качества управляемости, повышение производительности по отгрузке отбитой горной массы и снижение металлоемкости комбайна за счет: замены электрического привода ходовой тележки с фрикционным бесступенчатым управлением на более надежный гидравлический вариатор скорости; разнесения привода скребкового конвейера и питателя комбайна; использования гидравлического привода питателя; повышения мощности привода погрузочно-транспортной системы в целом.

Список литературы: 1. Топорков А.А. Машинист горных выемочных машин – М.: Недра, 1991. – 334 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ДЕТАЛИ ПРИ ШЛИФОВАНИИ

Тарек Бани Хани, Ивченко Т.Г. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Формирование поверхностного слоя деталей в процессе их механической обработки происходит под воздействием силовых и температурных нагрузок. Представленная работа посвящена определению температурного поля в поверхностном слое детали при шлифовании с использованием одного из наиболее распространенных в теплофизике аналитических методов расчета – метода источников.

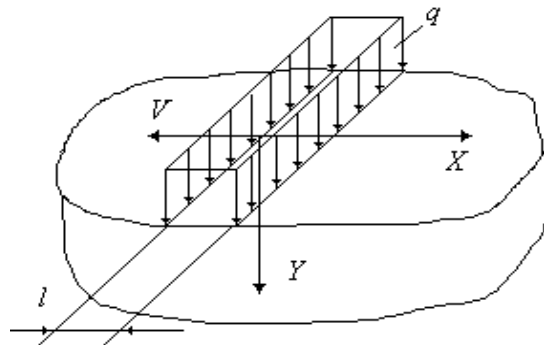


Рис. 1. Схематизация компонентов технологической системы

Основным источником теплоты при шлифовании является зона обработки, размеры которой существенно меньше размеров обрабатываемой детали. В связи с этим при схематизации компонентов технологической системы (рис. 1) деталь рассматривается как полубесконечное тело. Источник теплоты, возникающий на поверхности заготовки в результате взаимодействия с инструментом, представляется быстро движущимся полосовым. Мощность источника теплоты определяется скоростью его перемещения V и силой P , действующей в направлении перемещения источника в зоне обработки: $W = PV$.

Доля теплоты, поступающая в деталь, равна [1]:

$$b^* = 1 / \left[1 + 1,18(\lambda_u / \lambda_d) \sqrt{\omega_d / V l} / (2,34 + \ln(\omega_u \tau / l^2)) \right], \quad (1)$$

где $\lambda_u, \lambda_d, \omega_u, \omega_d$ – коэффициенты теплопроводности и температуропроводности инструмента и детали соответственно, τ – время действия источника, l – его длина.

Плотность теплового потока, равномерно распределенного по площадке F контакта инструмента с деталью: $q = b^* PV / F$.

Температурное поле в детали для полосового быстро движущегося источника описывается аналитическим выражением [2]:

$$\Theta(x, y) = \frac{q \sqrt{\omega_d}}{2 \lambda_d \sqrt{\pi V}} \int_0^p \frac{dx_u}{\sqrt{x - x_u}} \exp \left(- \frac{V y^2}{4 \omega_d (x - x_u)} \right), \quad (2)$$

где x_u – абсцисса импульса теплоты; x, y – абсцисса и ордината точки, для которой рассчитывается температура.

Для исследования температурного поля в детали целесообразно перейти к безразмерным величинам ($\psi = x/l; \psi_u = x_u/l; \nu = y/l$) и использовать выражение

$$\Theta(x, y) = \frac{q l}{\lambda_d \sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{Pe}} T(\psi, \nu), \quad (3)$$

где $Pe = Vl/\omega_\delta$ - критерий Пекле; $T(\psi, \nu)$ - безразмерное распределение температур:

$$T(\psi, \nu) = \frac{1}{2} \int_0^1 \frac{f(\psi_u) d\psi_u}{\sqrt{\psi - \psi_u}} \exp\left(-\frac{Pe}{4} \frac{\nu^2}{\psi - \psi_u}\right). \quad (4)$$

где $f(\psi_u)$ - закон распределения плотности теплового потока.

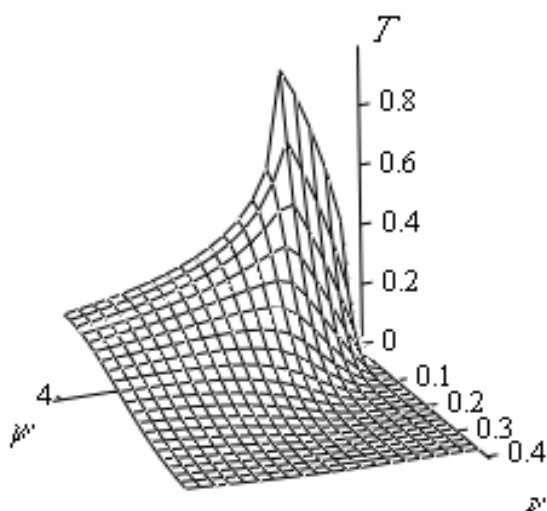


Рис. 2. Безразмерное распределение температур в поверхностном слое детали при шлифовании

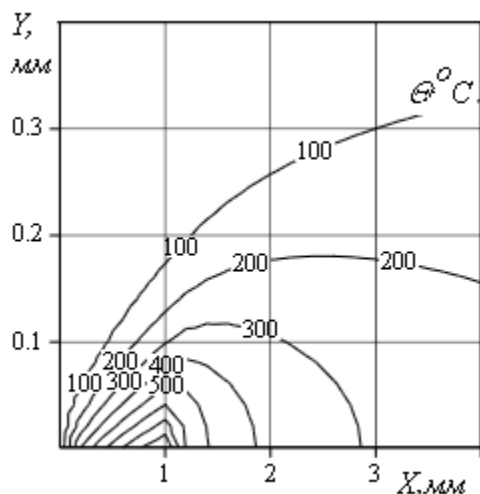


Рис. 3. Температурное поле в поверхностном слое детали при шлифовании

При шлифовании плотность распределения теплового потока имеет равномерный закон распределения с функцией $f(\psi_u) = 1$. Для этого случая безразмерное распределение температур в поверхностном слое детали представлено на рис.2

Представленный график свидетельствуют о том, что температура по глубине поверхности достаточно быстро убывает, причем уже при $\nu = 0,2$ становится практически равной 0. Это может быть объяснено тем, что для быстро движущихся источников поверхностный слой заготовки прогревается лишь на незначительную глубину.

Безразмерная температура $T(\psi, \nu)$ имеет наибольшее значение $T_{\max} = 1$ при $\psi = 1$ и $\nu = 0$.

Расчеты фактических температур при шлифовании выполнялись для следующих режимов обработки: скорость резания $V_{\text{шл}} = 30 \text{ м/с}$, подача $s = 16 \text{ мм/об}$, глубина резания $t = 0,01 \text{ мм}$; сила резания составляла $P = 100 \text{ Н}$.

Температурное поле в поверхностном слое детали при шлифовании на указанных режимах обработки представлено на рис. 3. Максимальное значение температуры $\Theta_{\max} = 915^\circ\text{C}$.

На основании предложенной методики расчета температур в поверхностном слое детали при шлифовании может быть определено распределение температур, как по поверхности детали, так и по ее глубине при различных условиях обработки.

Список литературы: 1. Резников А.Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов. - М.: Машиностроение, 1981. - 279с. 2. Резников А.Н., Резников Л.А. Тепловые процессы в технологических системах. - М.: Машиностроение, 1990. - 288с.

ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАЧЕНИЯ ДИСКА ПО ГЛАДКОЙ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ С ПОМОЩЬЮ ПАКЕТА СИМВОЛЬНЫХ ВЫЧИСЛЕНИЙ MAPLE 6

Шаповалов Р.Г., Рыбинская Т.А., Киндаев И.П.

(каф. Механики, ТРТУ, г. Таганрог, Россия)

Получение и решение уравнений движения сложных механических систем связано с проведением большого объема вычислений по известным алгоритмам. Выполнение вычислений вручную трудоемко, сопряжено со значительными временными затратами и не гарантировано от ошибок. Сократить время формирования уравнений движения можно, применив на этапе их формирования средства компьютерной алгебры.

Пусть однородный круговой диск движется в поле тяжести, касаясь одной точкой своего края неподвижной абсолютно гладкой плоскости. Отнесем движение к неподвижной системе координат $OXYZ$ с началом координат в некоторой точке опорной плоскости, ось OZ направим вертикально вверх (рис. 1). Введем систему координат $GXYZ$, начало которой находится в центре масс диска, а оси параллельны соответствующим осям неподвижной системы координат $OXYZ$, и жестко связанную с диском систему координат $Gxyz$, ось Gz которой перпендикулярна плоскости диска.

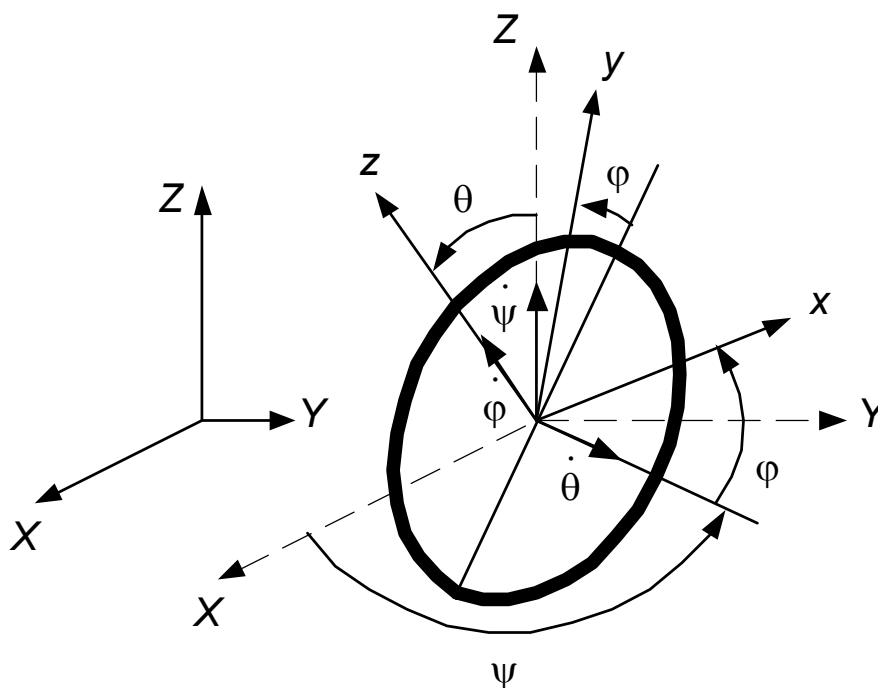


Рис. 1. Качение диска по абсолютно гладкой плоскости

Известно, что диск на абсолютно гладкой поверхности является голономной механической системой, имеющей пять степеней свободы. В качестве обобщенных координат примем три угла Эйлера ψ , θ , ϕ и две координаты x , y проекции центра тяжести диска на опорную плоскость в системе $OXYZ$. Третья координата z центра тяжести определяется как расстояние его до опорной плоскости OXY . Из рис. 1 видно, что $z = \rho \sin \theta$, где ρ – радиус диска.

Кинетическая T и потенциальная Π энергии катящегося диска определяются в выражениях

$$T = \frac{1}{2}m(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + \frac{1}{2}(J_x p^2 + J_y q^2 + J_z r^2), \quad \Pi = mg\rho \sin\theta,$$

где m – масса диска; g – ускорение свободного падения; $J_x = J_y = \frac{1}{4}m\rho^2$, $J_z = \frac{1}{2}m\rho^2$ – моменты инерции диска относительно главных центральных осей инерции Gx , Gy , Gz ; p , q , r – проекции угловой скорости диска ω на эти оси, величины которых задаются кинематическими уравнениями Эйлера:

$$p = \dot{\psi} \sin\theta \sin\varphi + \dot{\theta} \cos\varphi; \quad q = \dot{\psi} \sin\theta \cos\varphi - \dot{\theta} \sin\varphi; \quad r = \dot{\psi} \cos\theta + \dot{\varphi}.$$

Введем обозначения обобщенных координат $q_1 = \theta$, $q_2 = \varphi$, $q_3 = \psi$, $q_4 = x$, $q_5 = y$ и обобщенных сил Q_i [1], определяемых согласно равенствам

$$Q_i = -\frac{\partial \Pi}{\partial q_i}, \quad i=1,2,3,4,5.$$

Уравнения Лагранжа второго рода, описывающие движение механической системы, имеют вид [1]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad i=1, \dots, n, \quad (1)$$

где n – число обобщенных координат.

Учитывая, что $\dot{z} = \dot{\theta} \rho \cos\theta$, получаем выражение кинетической энергии в виде

$$T = \frac{1}{2}m(\dot{q}_4^2 + \dot{q}_5^2) + \frac{1}{8}m\rho^2 \dot{q}_1^2 (1 + 4\cos^2 q_1) + \frac{1}{8}m\rho^2 \dot{q}_3^2 \sin^2 q_1 + \frac{1}{4}m\rho^2 (\dot{q}_3 \cos q_1 + \dot{q}_2)^2,$$

а

$$Q_1 = -mg\rho \cos q_1, \quad Q_2 = Q_3 = Q_4 = Q_5 = 0.$$

Опуская промежуточные вычисления, имеем

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{q}_1} \right) &= \frac{1}{4}m\rho^2 \ddot{q}_1 (1 + 4\cos^2 q_1) - 2m\rho^2 \dot{q}_1^2 \cos q_1 \sin q_1; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{q}_2} \right) &= \frac{1}{2}m\rho^2 (\ddot{q}_3 + \ddot{q}_2 - \dot{q}_1 \dot{q}_3 \sin q_1); \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{q}_3} \right) &= \frac{1}{4}m\rho^2 \ddot{q}_3 (1 + \cos^2 q_1) + \frac{1}{4}m\rho^2 \ddot{q}_2 \cos q_1 - \\ &\quad - \frac{1}{2}m\rho^2 \dot{q}_1 \dot{q}_2 \sin q_1 - \frac{1}{2}m\rho^2 \dot{q}_1 \dot{q}_3 \sin q_1 \cos q_2; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{dT}{d\dot{q}_4}\right) = \frac{1}{2}m\ddot{q}_4; \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{dT}{d\dot{q}_5}\right) = \frac{1}{2}m\ddot{q}_5;$$

$$\begin{cases} \frac{dT}{dq_1} = -m\rho^2\dot{q}_1^2 \sin q_1 \cos q_1 + \frac{1}{4}m\rho^2\dot{q}_3^2 \sin q_1 \cos q_1 - \frac{1}{2}m\rho^2\dot{q}_3(\dot{q}_3 \cos q_1 + \dot{q}_2) \sin q_1; \\ \frac{dT}{dq_2} = \frac{dT}{dq_3} = \frac{dT}{dq_4} = \frac{dT}{dq_5} = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Подставим равенства (2, 3) в уравнение (1). После приведения подобных членов и сокращения обеих частей равенства на постоянные сомножители, получаем:

$$\begin{cases} \ddot{q}_1(1 + 4\cos^2 q_1) - 4\dot{q}_1^2 \sin q_1 \cos q_1 + \dot{q}_3^2 \sin q_1 \cos q_1 + 2\dot{q}_2\dot{q}_3 \sin q_1 = -\frac{4g}{\rho} \cos q_1; \\ \ddot{q}_2 + \ddot{q}_3 \cos q_1 - \dot{q}_1\dot{q}_3 \sin q_1 = 0; \\ \ddot{q}_3(1 + \cos^2 q_1) + 2\ddot{q}_2 \cos q_1 - 2\dot{q}_1\dot{q}_2 \sin q_1 - 2\dot{q}_1\dot{q}_3 \sin q_1 \cos q_1 = 0; \\ \ddot{q}_4 = 0; \quad \ddot{q}_5 = 0. \end{cases}$$

В данных уравнениях подставим выражения обобщенных координат:

$$\begin{cases} \ddot{\theta}(1 + 4\cos^2 \theta) - 4\dot{\theta}^2 \sin \theta \cos \theta + \dot{\psi}^2 \sin \theta \cos \theta + 2\dot{\phi}\dot{\psi} \sin \theta = -\frac{4g}{\rho} \cos \theta; \\ \ddot{\phi} + \ddot{\psi} \cos \theta - \dot{\theta}\dot{\psi} \sin \theta = 0; \\ \ddot{\psi}(1 + \cos^2 \theta) + 2\ddot{\phi} \cos \theta - 2\dot{\theta}\dot{\phi} \sin \theta - 2\dot{\theta}\dot{\psi} \sin \theta \cos \theta = 0; \\ \ddot{x} = 0; \quad \ddot{y} = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Полученные уравнения (4) и будут описывать уравнение движения диска по гладкой горизонтальной плоскости.

С помощью пакета аналитических вычислений Maple 6 были выполнены все этапы автоматизированного формирования системы уравнений Лагранжа. Кроме этого, выведенные выражения были запрограммированы средствами языка Фортран, используя возможность пакета Maple 6 генерирования результатов аналитических преобразований в виде фрагмента программы. Численный расчет производился с помощью стандартной подпрограммы решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений RKGS [2].

Список литературы: 1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учеб. для втузов. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с., ил. 2. Сборник научных программ на ФОРТРАНЕ. Пер с англ., вып. 1. – М.: Статистика, 1974, 316 с.

ДИНАМИЧЕСКИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ОДНОМАССОВЫХ СИСТЕМ ПРИ УДАРЕ

Шевченко Ф.Л., Борисов Д.Н. (кафедра СМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Обычно в учебниках по сопротивлению материалов формула динамического коэффициента выводится энергетическим методом из равенства кинетической энергии удара и потенциальной энергии деформации [1]. При этом оговариваются допущения о справедливости закона Гука при ударе и линейного нарастания деформаций. Кроме того, акцентируется внимание на сохранении значения модуля упругости при весьма больших скоростях загрузки; что коэффициент жесткости остается таким же, как в статике. Все эти допущения, несмотря на попытки авторов учебников убедить читателя в их достоверности, остаются сомнительными. Утверждается, что силу удара невозможно вычислить в виде силы инерции, так как нельзя найти ускорения, нельзя вычислить продолжительность удара. При выводе формулы динамического коэффициента не учитывается масса, сосредоточенная на упругой системе. Анализ полученной формулы чисто формальный. Он производится путем отбрасывания некоторых составляющих ввиду их малости. Данный анализ не дает пояснения физического смысла формулы. Всех этих недостатков можно избежать путем вывода расчетных формул при ударе из общего описания колебательных процессов. При этом легко учесть наличие сосредоточенных масс, собственной распределенной массы системы, сопротивления окружающей среды и потерь энергии от внутреннего трения. Расчетная формула динамического коэффициента, полученная предлагаемым путем, позволяет получать её разновидности в зависимости от конкретных условий удара [2].

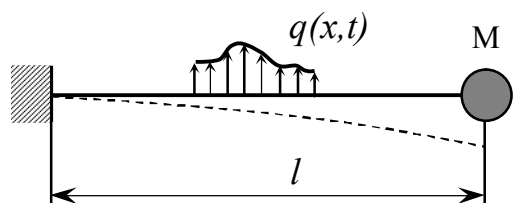


Рис.1.

Рассмотрим этот вывод. Уравнение движения массы M при вынужденных колебаниях от динамической нагрузки $q(x, t)$ с учетом силы инерции $P_u = -M\ddot{y}$ и без учета сил сопротивления $k\dot{y}$ имеет вид (рис.1):

$$\ddot{y}(t) = -\delta_{11} M \ddot{y}(t) + \int_l \delta_{1x} q(x, t) dx.$$

Отсюда получаем дифференциальное уравнение движения

$$\ddot{y}(t) + \omega^2 y(t) = \omega^2 \int_l \delta_{1x} q(x, t) dx = f(x, t), \quad \omega^2 = \frac{1}{\delta_{11} M}. \quad (1)$$

В случае собственных колебаний, когда $q(x, t) = 0$, уравнение (1) будет однородным и примет вид

$$\ddot{y}(t) + \omega^2 y(t) = 0. \quad (2)$$

Решение уравнения (2) можно представить в виде

$$y(t) = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (3)$$

или

$$y(t) = C \sin(\omega t + \mu). \quad (4)$$

Амплитуда колебаний C и начальная фаза μ определяются из начальных условий $y(0) = y_0$ и $\dot{y}(0) = v_0$.

Из этих условий на основании (4) получаем:

$$C = \sqrt{\left(y_0^2 + \frac{v_0^2}{\omega^2}\right)}, \quad \operatorname{tg} \mu = \frac{y_0}{v_0 \omega}. \quad (5), (6)$$

Частота собственных колебаний согласно обозначению, принятому в (1), равна

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{\delta_{11}M}}. \quad (7)$$

Для примера рассмотрим консоль, на которую со скоростью v налетает масса M , которая, оставаясь на балке, вызывает собственные колебания (рис. 2, а, б). В этом случае $y_0=0$, а $v_0=v$. Тогда, согласно (5), (6), получим уравнение движения массы $y(t) = \frac{v}{\omega} \sin \omega t$, а затем - силу инерции

$$P_u(t) = -M\ddot{y}(t) = \frac{v}{\omega\delta_{11}} \sin \omega t, \quad (8)$$

на которую нужно рассчитывать балку.

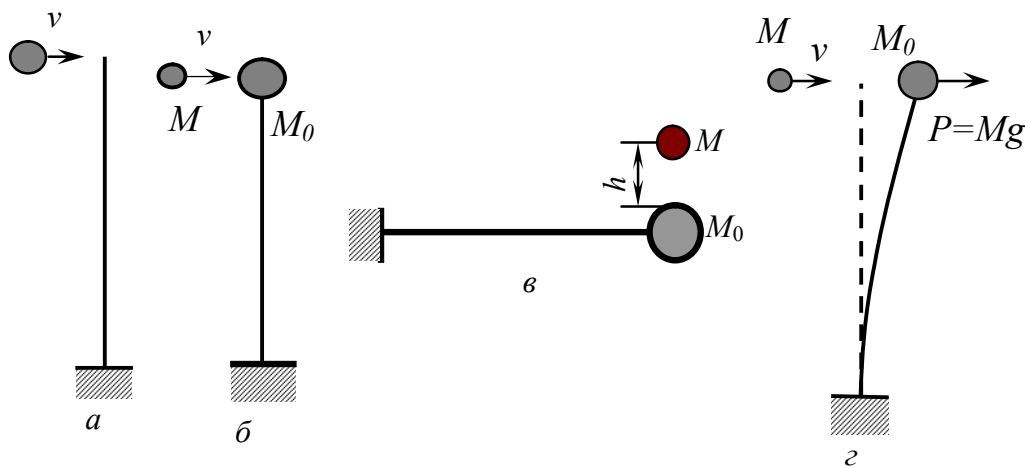


Рис. 2

В случае вынужденных колебаний частное решение неоднородного уравнения (1) методом вариации произвольных постоянных ищем в форме собственных функций, то есть аналогично (3):

$$w(t) = w_1(t) \cos \omega t + w_2(t) \sin \omega t. \quad (9)$$

Дифференцируя, получаем

$$\dot{w}(t) = \dot{w}_1(t) \cos \omega t - w_1(t) \omega \sin \omega t + \dot{w}_2(t) \sin \omega t + w_2(t) \omega \cos \omega t. \quad (10)$$

Повторным дифференцированием, при условии

$$\dot{w}_1(t) \cos \omega t + \dot{w}_2(t) \sin \omega t = 0, \quad (11)$$

получим

$$\ddot{w}(t) = -\omega \dot{w}_1(t) \sin \omega t - \omega^2 w_1(t) \cos \omega t + \omega \dot{w}_2(t) \cos \omega t - \omega^2 w_2(t) \sin \omega t.$$

Подставив $\ddot{w}(t)$ в (1), получим

$$-\dot{w}_1(t) \sin \omega t + \dot{w}_2(t) \cos \omega t = \frac{f(x,t)}{\omega}.$$

Решая это уравнение совместно с (11), находим

$$\dot{w}_1(t) = -\frac{f(x,t)}{\omega} \sin \omega t, \quad \dot{w}_2(t) = \frac{f(x,t)}{\omega} \cos \omega t.$$

Интегрируя эти выражения по временной переменной τ , получаем:

$$w_1(t) = -\frac{1}{\omega_0} \int_0^t f(x, \tau) \sin \omega \tau d\tau, \quad w_2(t) = \frac{1}{\omega_0} \int_0^t f(x, \tau) \cos \omega \tau d\tau.$$

Теперь решение (9) для вынужденных колебаний примет вид

$$w(t) = \frac{1}{\omega_0} \int_0^t f(x, \tau) \sin \omega(t - \tau) d\tau.$$

С учетом введенного в (1) обозначения $f(x, t) = \omega^2 \int_0^l q(x, t) \delta_{1x} dx$ получим

$$w(t) = \omega \int_0^l \delta_{1x} dx \int_0^t q(x, \tau) \sin \omega(t - \tau) d\tau. \quad (12)$$

В случае, когда нагрузка $q(x, t)$ во времени не изменяется, на основании (12) получим $w(t) = (1 - \cos \omega t) \int_0^l q(x) \delta_{1x} dx$. Но так как δ_{1x} представляет собой перемещение точки приложения массы от единичной силы, приложенной в сечении x , то перемещение в месте приложения массы от квазистатической нагрузки $q(x)$ $\Delta_{1p} = \int_0^l \delta_{1x} q(x) dx$.

Следовательно

$$w(t) = \Delta_{1p} (1 - \cos \omega t). \quad (13)$$

На основании этой формулы легко решить задачу о внезапном приложении груза Q : $w(t) = Q \delta_{11} (1 - \cos \omega t)$.

Отсюда динамическая нагрузка равна

$$P_d = \frac{w(t)}{\delta_{11}} = Q(1 - \cos \omega t). \quad (14)$$

С учетом формул (8) и (14) легко решается задача об ударе груза Q , падающего на балку массой M_0 со скоростью v , рис. 2, в. Здесь нужно взять решение (8) с учетом начальной скорости совместного движения масс $v_0 = v \frac{M}{M + M_0} = v\eta$, а также частоты

собственных колебаний масс $\omega = \sqrt{\frac{1}{\delta_{11}(M + M_0)}}$.

Тогда расчетная формула (8) примет вид

$$P_u = \frac{v\eta}{\delta_{11}} \sqrt{\delta_{11}(M + M_0)} \sin \omega t = Q \sqrt{\frac{v^2 \eta}{\delta_{11} Q g}} \sin \omega t = Q \sqrt{\frac{v^2 \eta}{f g}} \sin \omega t, = Q \xi \sin \omega t, \quad (15)$$

где с учетом квазистатического перемещения $f = Q \delta_{11}$ обозначено

$$\xi = \sqrt{\frac{v^2 \eta}{f g}}. \quad (16)$$

Общую динамическую нагрузку на балку от удара падающего груза получим суммированием решений (14) и (16)

$$P_d = Q(1 - \cos \omega t + \xi \sin \omega t) = Q k_d. \quad (17)$$

Для вычисления максимального динамического коэффициента k_d производную $\frac{dk_d}{dt}$ приравняем к 0, откуда найдем $\operatorname{tg} \omega t = -\xi$, $\sin \omega t = \mp \frac{\xi}{\sqrt{1 + \xi^2}}$, $\cos \omega t = \pm \frac{1}{\sqrt{1 + \xi^2}}$.

Подставив эти тригонометрические функции в (17), находим

$$k_o = 1 + \sqrt{1 + \xi^2} = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2 \eta}{fg}} \quad (18)$$

Из полученной формулы легко получить формулы динамического коэффициента для некоторых частных случаев удара.

В случае внезапного нагружения невесомой вертикальной консоли массой M (рис. 2,а) возникают только собственные колебания балки. В этом случае

$$P_o = Mv\omega \sin \omega t = Q \sqrt{\frac{v^2}{\delta_{11} g^2 M}} \sin \omega t = Q \sqrt{\frac{v^2}{fg}} \sin \omega t ,$$

т.е. максимальный динамический коэффициент имеет вид общей формулы (18) без единиц

$$k_o = \sqrt{\frac{v^2}{fg}} \quad (19)$$

В случае внезапного нагружения консоли с сосредоточенной массой M_0 налетающей со скоростью v массой M (рис. 2,б), следует учесть начальную скорость совместного движения масс M и M_0 $v_0 = v \frac{M}{M_0 + M}$. В этом случае

$$P_o = Mv\eta\omega \sin \omega t = Q \sqrt{\frac{v^2 \eta}{fg}} \sin \omega t .$$

Максимальный динамический коэффициент в этом случае примет вид

$$k_o = \sqrt{\frac{v^2 \eta}{fg}} \quad (20)$$

В случае, указанном на рис. 2,з, когда масса на балке M_0 отклонена силой $P=Mg$ и удерживается в этом положении до удара, частное решение неоднородного уравнения (1) находится в виде $w(t) = y_0 \cos \omega t = Mg\delta_{11} \cos \omega t$. Динамическая нагрузка равна

$$P_o = Mg\delta_{11} M\omega^2 \cos \omega t = Q \cos \omega t .$$

Общая динамическая нагрузка принимает вид

$$P_o = Q(\cos \omega t + \xi \sin \omega t)$$

а максимальный динамический коэффициент

$$K_o = \sqrt{1 + \frac{v^2 \eta}{fg}} . \quad (21)$$

Если в формуле (17) принять $P_o = Q(1 + \xi)$, что возможно при $t = \frac{\pi}{2\omega}$, то динамический коэффициент (18) будет без единицы под корнем, т.е.

$$K_o = 1 + \xi = 1 + \sqrt{\frac{v^2 \eta}{fg}} \quad (22)$$

Список литературы: 1. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. –М.: Госиздат физ.-мат. литер, 1962. –856 с. 2. Шевченко Ф.Л. Динамика упругих стержневых систем. – Донецк: ООО “Лебедь”, 1999. – 268 с.

ЗАВИСИМОСТЬ ДИНАМИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ОТ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ЗАГРУЖЕНИЯ УПРУГОЙ СИСТЕМЫ

Шевченко Ф.Л., Лемешкин Д.А (каф. Сопромат, ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Известно, что при внезапном нагружении упругой системы динамический эффект нагружения равен удвоенному статическому, т.е. динамический коэффициент равен двум. Рекомендуются нагрузку прикладывать медленно так, чтобы нагружение оказалось статическим, т.е. $k_d=1$. Но, какое время нагружения приведет к отсутствию динамического эффекта, обычно не оговаривается.



Рис. Расчетная схема

Рассмотрим динамику нагружения упругой системы на примере невесомой консоли, прикладывая к ней груз Q за некоторое время t_1 , рис. 1.

Уравнение вынужденных колебаний груза известно в виде [1]

$$w(t) = \omega \int_0^l \delta_{1x} dx \int_0^t q(x, \tau) \sin \omega(t - \tau) d\tau, \quad (1)$$

где $q(x, \tau)$ – интенсивность возмущающей нагрузки, δ_{1x} – перемещение в точке приложения груза от единичной силы, приложенной в произвольном сечении балки, ω – частота собственных колебаний невесомой балки с одной массой.

Сосредоточенную силу, линейно изменяющуюся во времени, нужно заменить условно распределенной

$$q(x, \tau) = Q \frac{\tau}{t_1} \delta(x),$$

где $\delta(x)$ – дельта-функция Дирака.

Тогда уравнение (1) примет следующий вид

$$w(t) = \int_0^t \frac{Q}{t_1} \delta(x) \delta_{1x} dx \int_0^t \omega \tau \sin \omega(t - \tau) d\tau.$$

Благодаря наличию дельта-функции $\int_0^l \delta(x) \delta_{1x} dx = \delta_{11}$ и уравнение перемещения

точки нагружения примет вид

$$w(t) = \delta_{11} \frac{Q}{t_1} \omega \int_0^t \tau \sin \omega(t - \tau) d\tau.$$

Этот интеграл берется по частям:

$$\omega \int_0^t \tau \sin \omega(t - \tau) d\tau = \tau \cos \omega(t - \tau) \Big|_0^t + \frac{1}{\omega} \sin \omega(t - \tau) \Big|_0^t.$$

Так при $t \leq t_1$ получаем рабочую формулу перемещений точки нагружения балки

$$w(t) = \delta_{11} Q \frac{t}{t_1} \left(1 - \frac{\sin \omega t}{\omega t} \right) = \delta_{11} Q k_d. \quad (2)$$

Здесь k_d – динамический коэффициент по отношению к статическому перемещению $\delta_{11} Q$ [2], а

$$k_{kc} = 1 - \frac{\sin \omega t}{\omega t} \quad (3)$$

динамический коэффициент по отношению к квазистатическому перемещению $\delta_{11} Q t / t_1$.

Исследуя динамический коэффициент k_{kc} на экстремум, найдем трансцендентное

уравнение $\tan \omega t = \omega t$, откуда $\omega t_0 = 4,4934$, т.е. при $t_0 = 4,4934/\omega$ из (3) найдем $k_{\text{КС}} = 1,217$. В это время возникает перемещение

$$w(t_0) = 1,217 \frac{t_0}{t_1} Q.$$

Отсюда следует, что динамический коэффициент $k_{\text{КС}} = 1,217$ возникает только при $t_1 = t_0$. Если время $t \neq t_0$, то, несмотря на постоянное значение квазистатического коэффициента $k_{\text{КС}} = 1,217$, динамический коэффициент k_δ устремляется к нулю при $t_1 < t_0$ и приближается к единице при возрастании времени загрузки $t_1 > t_0$, см. таблицу 1 (при $l = 2 \text{ м}$, $EJ = 5,1 \text{ МНм}^2$, $\omega = 30,6 \text{ с}^{-1}$).

Таблица 1. Динамические коэффициенты в пределах времени загрузки

$t_1, \text{ с}$	0,1	0,1	$0,1467 = 4,49/\omega$	0,2	0,5	0,5
$t, \text{ с}$	0,05	0,1	0,1467	0,1467	0,40	0,50
$k_{\text{КС}}$	0,341	0,424	1,217	1,217	1,025	0,97
k_δ	0,124	0,424	1,217	0,89	0,820	0,97

Из вышеприведенного анализа не следует, что динамический коэффициент не превышает значения $k_\delta = 1,217$, так как рассматривалось время t меньше продолжительности загрузки t_1 .

За пределами времени загрузки $t > t_1$ интеграл (1) нужно брать по двум участкам:

$$w(t) = \delta_{11} Q \left[\int_0^{t_1} \frac{\tau}{t_1} \omega \sin \omega(t - \tau) d\tau + \int_{t_1}^t \omega \sin \omega(t - \tau) d\tau \right].$$

С учетом уже найденного первого интеграла получим [2]:

$$\begin{aligned} w(t) &= \delta_{11} Q \left[\frac{\tau}{t_1} \cos \omega(t - \tau) + \frac{1}{\omega t_1} \sin \omega(t - \tau) \right]_{t_1}^{t_1} + \delta_{11} Q \cos \omega(t - \tau) \Big|_{t_1}^t = \\ &= \delta_{11} Q \left[1 + \frac{1}{\omega t_1} (\sin \omega(t - t_1) - \sin \omega t) \right] = y_c k_\delta. \end{aligned}$$

Динамический коэффициент

$$k_\delta = 1 + \frac{1}{\omega t_1} [\sin \omega t (\cos \omega t_1 - 1) - \cos \omega t \cdot \sin \omega t_1]. \quad (3)$$

Отсюда видно, что при $t_1 = nT = n \frac{2\pi}{\omega}$ динамический коэффициент равен единице при любом времени загрузки. При $t_1 \rightarrow 0$ из (3) получаем $k_\delta \rightarrow 2$.

Из таблицы, построенной по формуле (3), следует, что при времени загрузки $t_1 > 6,5T$ $k_\delta \approx 1,05$, когда загрузку можно считать статической.

Таблица 2. Динамические коэффициенты в зависимости от времени загрузки

$t, \text{ с}$	1/1000	1/100	1/10	$0,718 = 3,5T$	$4,38T = 0,899$	$6,5T = 1,335$
$t, \text{ с}$	0,1	0,11	0,155	0,78	0,97	1,395
k	1,995	1,994	1,651	1,087	1,072	1,041

Список литературы: 1. Шевченко Ф.Л. Будівельна механіка.-Донецьк, РІА ДонДТУ, 2000. – 292 с. 2. Киселев В.А. Строительная механика. Специальный курс. Динамика и устойчивость.- М.: Изд. лит. по строит., 1964. – 332 с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ ПО ЭЛЕКТРОМЕХАНИКЕ С УГЛУБЛЕННЫМ ИЗУЧЕНИЕМ ФРАНЦУЗСКОГО ЯЗЫКА

Борисенко В.Ф., Мельник А.А. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

In this article are considered the questions to perfection of system the preparation of the specialists in the electromechanics with deepened study of foreign language.

Развитие международных связей между вузами Украины, и в частности, Донецким Государственным Техническим Университетом, и западными высшими школами, университетами, фирмами потребовало пересмотреть подготовку специалистов в области электромеханического преобразования энергии в плане владения иностранным языком, например, французским.

Для более глубокого изучения французского технического языка в ДонГТУ созданы все необходимые условия; создан французский технический факультет (ФТФ), усилена кафедра французского языка, заключены договоры о содружестве, партнёрстве с рядом ведущих фирм и институтами франкоязычных стран.

Изучение французского языка начинается с первого семестра и предусматривает, перед началом занятий, тестирование с целью выявления уровня языковой подготовки; слабо владеющие языком и не изучавшие ранее французский язык включаются в так называемую "нулевую" группу, в которой студенты проходят интенсивный курс обучения.

Для студентов первого курса ФТФ учебным планом предусматриваются 7 часов еженедельных занятий французским языком под эгидой одноимённой кафедры. Количество студентов, работающих с одним преподавателем, не превышает 6-7 человек, что повышает "контактность" с каждым и способствует более глубокой проработке лексико-грамматического материала.

Для чтения лекций студентам ФТФ привлекаются профессора, доценты, имеющие опыт работы во франкоязычных странах. Число преподавателей достаточно, чтобы обеспечить все общеобразовательные дисциплины на первом и втором курсах на французском языке. Учитывая то обстоятельство, что не все поступившие на первый курс владеют французским языком, преподаватели предлагают студентам ключевые термины и словосочетания, а также краткое содержание лекции на языке.

После первого курса у студентов запланирована ознакомительная практика, во время которой посещается несколько предприятий (металлургический, машиностроительный заводы) и научно-исследовательских институтов. Студенты получают задание — составить краткий русско-французский словарь на 150-200 слов (основные механизмы цехов, технологический процесс) и дать описание электротехнического оборудования. При защите отчета по практике каждый студент в течении 3-5 минут представляет своё "exposé".

На втором году обучения студенты удовлетворительно воспринимают материал лекций на языке, а начиная с третьего курса, обычно не возникает "языковых" проблем.

Со второго курса обучения вводится дисциплина "Технический перевод", которую ведут преподаватели специальных и выпускающих кафедр. По техническому переводу с пятого по девятый семестры включительно выполняется курсовая работа, оказывающая студентам существенную помощь в накоплении технического лексического материала. Знание этого материала упрощает понимание читаемых специальных курсов.

На третьем семестре используется "Пособие по техническому переводу с французского языка" Коржавина А.В.(Изд.2^е, перераб. и доп., М., "Высшая школа", 1977. – 232 с.). Студентам из этого пособия предлагается материал, используемый в последующих общетехнических и специальных дисциплинах, таких как электротехнические материалы, электрические машины, прикладная механика...

Материал для технического перевода на четвертом семестре берётся из "Пособия по французскому языку для энергетических вузов и факультетов" Черепнёвой Г.М. (М., "Высшая школа", 1976 – 144 с.). Объём недельного задания по техническому переводу дозируется в зависимости от уровня подготовки студентов. На первые несколько занятий планируется рассмотрение одного урока из "Пособия по французскому языку для энергетических вузов и факультетов" Черепнёвой Г.М., к концу семестра объём задания возрастает до двух уроков (до 3-4 страниц текста).

На втором и третьем курсах планируется два часа в неделю для "Технического перевода" и три часа французского языка. В качестве материала для перевода преподаватель может выбрать отдельные главы (разделы книг отечественной или зарубежной технической литературы, статьи по профилю специализации из электротехнических журналов). Предполагается прямой и обратный переводы (с французского на русский и наоборот). На первых курсах основное внимание уделяется переводу с французского языка на русский. По мере накопления словарного запаса и лексических форм французского языка делается акцент на их закрепление и применение при переводе технических текстов специализации с русского языка на французский.

По обеспеченности преподавателями, владеющими французским языком и ведущими занятия на ФТФ, ДонГТУ занимает ведущее место в Украине и среди других стран СНГ.

Интересно перечислить курсы (дисциплины), которые читаются в ДонГТУ для направления "Электромеханика" на французском языке:

1. Высшая математика.
2. Физика.
3. Химия.
4. Вычислительная техника и программирование.
5. Теоретическая механика.
6. Инженерная графика.
7. Электроматериаловедение.
8. Основы метрологии и электрических измерений.
9. Теоретические основы электротехники.
10. Электрические машины.
11. Теория электропривода.
12. Прикладная механика.
13. Специальные электропривода и автоматизация технологических комплексов.
14. Математические методы в электротехнике.
15. Технология и машины промышленного транспорта.
16. Технический перевод.
17. Электроснабжение промышленных предприятий.

Анализ учебного плана и аудиторных занятий по отмеченным выше дисциплинам позволил составить следующую диаграмму (рис.1), из которой видно, что первые два года учебы являются определяющими в плане изучения французского языка и должны дать студентам максимум грамматико-лексического материала как общего, так и общетехнического плана. После двух лет обучения на ФТФ "средний" студент умеет конспектировать лекции на языке и усваивает её содержимое на (80-90)%. В случае непонимания материала лекции, приходится кратко пояснять основные положения на

русском языке. В ряде случаев непонимание связано с незнанием конкретных терминов или слов. Преподаватель, предвидя такую ситуацию, должен в начале лекции дать словарь наиболее сложных терминов и определений или их напомнить. Обратная связь со студентами в ходе лекции поддерживается с помощью побудительных вопросов, ответы на которые помогают преподавателю контролировать степень усвоения материала и, в зависимости от этого, перестраивать темп лекции.

Каждый опытный преподаватель имеет в своём арсенале десяток-другой вопросов, направленных на стимулирование внимания и его концентрацию; а так же ряд вопросов, имеющих цель переключить внимание с одной темы на другую. Текущий контроль знаний студентов рекомендуется проводить с использованием вопросов из сборников для программируемого контроля знаний по конкретной дисциплине (например, по "Теории электропривода", по "Специальным электроприводам и автоматизации технологических комплексов" и т.д.).

На третьем и четвертом курсах для наиболее подготовленных студентов в плане технического перевода дается задание, например по анализу глаголов, применяемых в учебниках и учебных пособиях, изданных на русском языке. В этом плане можно привести анализ употребляемых глаголов в книге В.В.Москаленко "Электрический привод"; М.:Высшая школа,1991.– 430 с. Проанализированы свыше 300 глаголов. Как и ожидалось, вспомогательные глаголы лидируют по числу повторений (h). Это глаголы: "быть" (être) – h=430 и "иметь" (avoir) – h=190. Среди глаголов употребленных свыше 100 раз, такие как "мочь" (pouvoir) – h=160, "обеспечивать" (assurer) – h=163, "осуществлять" (réaliser) – h=138, "определять" (définir) – h=130, "использовать" (utiliser) – h=130. К числу глаголов, для которых $50 < h < 100$, относятся: "рассматривать" (examiner) – h=75, "применять" (appliquer) – h=74, "изменять" (changer) – h=71, "представлять" (présenter) – h=67, "выполнять" (exécuter) – h=64, "позволять" (permettre) – h=64, "находить" (trouver) – h=62, "отмечать" (remarquer) – h=60, "называть" (appeler) – h=60, "приводить" (amener) – h=57, "соответствовать" (correspondre) – h=55, "получать" (recevoir) – h=53, "работать" (fonctionner) – h=52, "начинать" (commencer) – h=51.

Следующая двадцатка глаголов по частоте употребления попадает в диапазон $30 < h < 50$. В этом диапазоне находятся такие "ходовые" глаголы как "реализовать" (réaliser), "создавать" (créer), "показывать" (montrer), "регулировать" (régler), "располагать" (disposer), "характеризовать" (caractériser) и другие.

Такой подход к анализу употребительности и частоты использования глаголов дает возможность сделать акцент в языковой подготовке электромехаников на фразеологических конструкциях общего типа с наиболее часто используемыми глаголами и отглагольными формами. Этот принцип должен быть перенесен и на составление пособий по управлению глаголами ('à' ou 'de'), на составление терминологических словарей по направлению и т.д.

Подробный анализ французских источников по направлению электромеханика, сравнение результатов частоты использования глаголов и существительных в русском и французском языках по избранному направлению позволит научно обоснованно подойти к составлению русско-французского и французско-русского словарей по электромеханике. Это направление является перспективным, для успешной работы по нему необходимы совместные усилия преподавателей специальных кафедр и кафедры французского языка.

Анализируя процесс подготовки специалиста-электромеханика, следует отметить снижение объёма языковой подготовки на старших курсах. Это приводит к тому, что возникают проблемы при переводе текста пояснительной записки на французский язык. Во-первых, это объём 60-80 страниц, во-вторых, не предусматриваются консультации специалиста по техническому французскому языку на период дипломирования.

Восполнить этот пробел можно за счет приглашения франкоязычного профессора для чтения лекций по специальным курсам на восьмом и девятом семестрах. До настоящего времени французские, бельгийские профессора читали лекции общего плана по путям развития мировой экономики и глобализации. Приглашение специалиста по вопросам электромеханического преобразования энергии задача не из легких, но над её решением нужно постоянно работать.

Вопросы подготовки специалиста-электромеханика с углублённым изучением французского языка должны решаться совместными усилиями кафедр французского языка и специализации; объём языковой нагрузки на студента должен поддерживаться в течение всего срока обучения на уровне не ниже 150-200 учебных часов в семестр; приглашение специалиста из франкоязычной страны для чтения лекций на старших курсах следует считать обязательным; обмен студентами для включенного обучения должен принять более массовый характер, это касается и обмена стажерами и преподавателями.

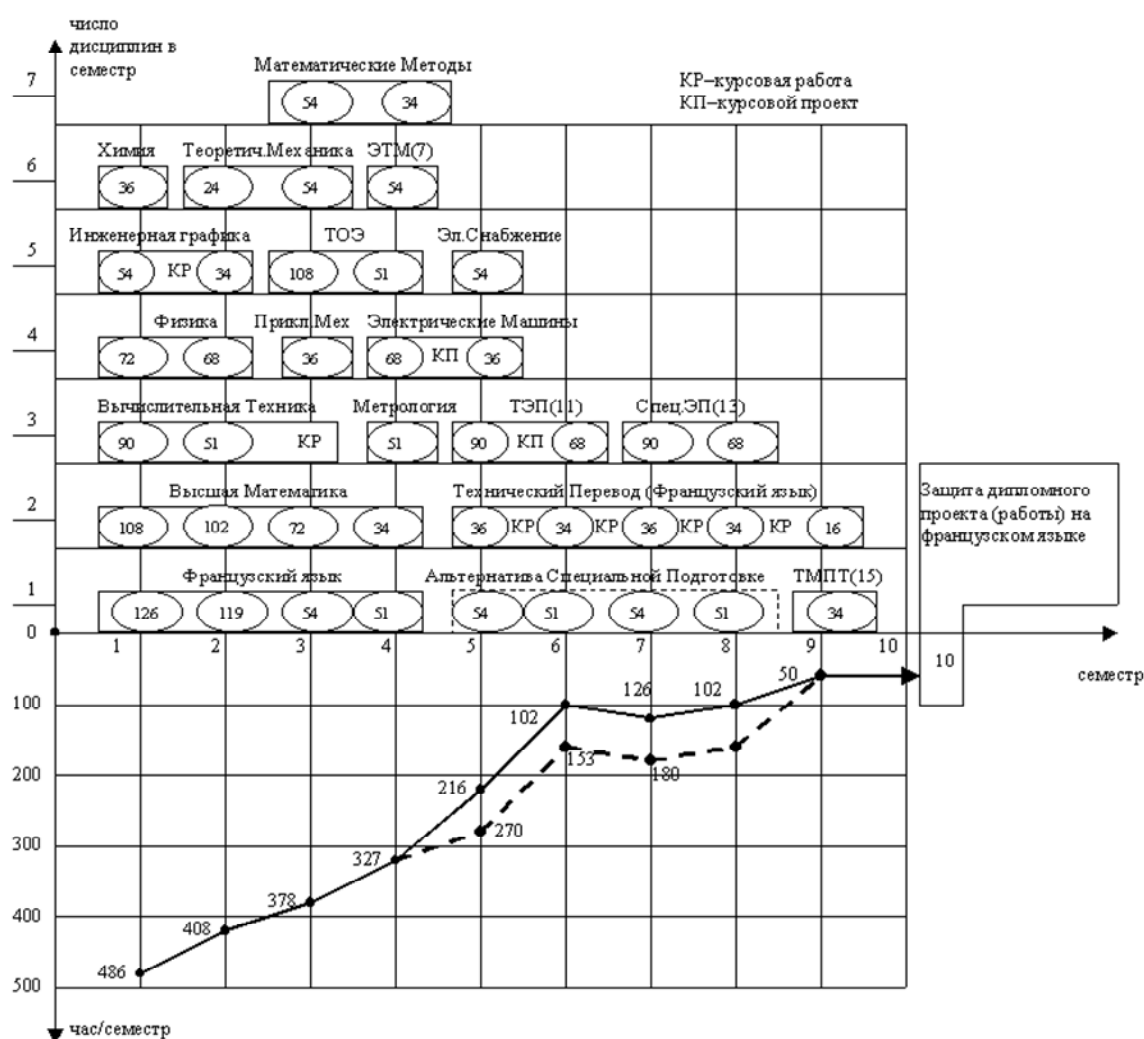


Рис. 1. Органиграмма учебного процесса с указанием дисциплин, читаемых на французском языке и объема аудиторной нагрузки по семестрам (- - - альтернатива специальной подготовке).