

Лекция 3

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ МАШИН

Под технологическим расчетом проектируемого объекта обычно понимают совокупность расчетов, связанных непосредственно с параметрами, видом и особенностями технологического процесса, осуществляемого этим объектом.

Основной целью технологического расчета является определение исходных параметров, необходимых при выполнении графической конструкторской проработки проектируемого объекта, а также для проведения последующих специальных расчетов его отдельных элементов.

Задачи, решаемые при проведении технологического расчета, обычно сводятся к определению основных технологических, конструктивных, силовых, кинематических и энергетических факторов, необходимых на начальном этапе проектирования и являющихся основой для последующего проведения конструкторских и расчетных работ по созданию поточной линии, агрегата, машины или устройства определенного технологического назначения. Результаты технологического расчета дают возможность, опираясь на передовую прогрессивную технологию, обосновать применение в промышленности выбранной поточной линии, агрегата, машины, устройства. При этом предусматривают применение наиболее интенсивных технологических процессов.

При компоновке линии, агрегата, машины выбирают оптимальный вариант технологического процесса, транспортные и перегружающие устройства, планировку и т. д. Все эти вопросы решают так, чтобы при соблюдении всех требований к качеству продукции издержки производства были наименьшими, а оборудование имело высокие технико-экономические показатели.

Основной характеристикой работы поточной линии, агрегата, машины или устройства является их *производительность*, под которой понимают количество (массовое, объемное, штучное) продукции, полученное в единицу времени. При выполнении курсовых и дипломного проектов эта задача приобретает особо важное значение, так как в этом случае студент имеет дело с реальной темой, заданием которой является конкретная разработка объекта или его существенная модернизация. Часто этот объект непосредственно связан с действующим производством в одной из отраслей пищевой промышленности, являясь составной частью определенного производственного цикла, выполняя определенную функцию в общем технологическом процессе. При этом проектируемый объект, как правило, тесно связан технологически или кинематически с другим оборудованием, и их общее взаимодействие позволяет производить качественную продукцию в заданном количестве.

Производительность проектируемого объекта должна быть выше фактической (номинальной) производительности поточной линии, где устанавливается этот объект.

Если не учесть при проектировании эксплуатационные потери, то заданная выработка продукции на том производственном участке, где устанавливается проектируемый объект, фактически не будет достигнута. Таким образом, производительность Π , на которую должен быть рассчитан проектируемый объект, определяют следующим образом:

$$\Pi = \frac{G_T + \sum G_{\Pi}}{\tau_B - \sum \tau_{\Sigma}}$$

где G_T – требуемое количество продукции (массовое, объемное или штучное, шт.); $\sum G_{\Pi}$ – сумма возможных потерь продукции (кг, м³, шт.); τ_B – время выдачи продукции (с, мин, ч); $\sum \tau_{\Sigma}$ – эксплуатационные потери времени.

1. Определение основных конструктивных параметров оборудования

Определение основных конструктивных параметров проектируемого объекта (вместимости, емкости, рабочих объемов, размеров отдельных элементов конструкции и т. д.) в значительной степени зависит от принципа его работы: является ли объект машиной или устройством периодического или непрерывного действия, выдает готовую продукцию на своей стадии технологического процесса в виде отдельных порций (доз, поштучно) или в виде непрерывного потока.

В первом случае конструктивные параметры зависят как от величины производительности и времени обработки продукта, так и от времени загрузки и выгрузки. Во втором случае время загрузки и время выгрузки не учитывают, так как они совмещены с обработкой продукта, но при этом должна быть известна (задана или найдена) скорость потока продукта.

Для определения конструктивных параметров обычно используют величину объемной производительности W (м³/с), которую находят из отношения:

$$W = G/\rho,$$

где G – массовая производительность (т. е. производительность по массе продукта, выданной в единицу времени), кг/с; ρ – плотность или насыпная масса продукта, кг/м³.

Зная объемную производительность W и суммарное время, затраченное на загрузку, обработку и выгрузку определенной рабочей емкости объекта, находят вместимость V (м³) этой емкости:

$$V = W \sum \tau.$$

Полученную вместимость корректируют, умножая ее на соответствующий коэффициент, учитывающий определенные поправки (на запас емкости, расширение или вспенивание продукта, неравномерное его распределение), а затем определяют габаритные размеры емкости, задавая ее формой и некоторыми размерами, исходя из конструктивных соображений.

Для объекта непрерывного действия объем элемента, пропускающего поток продукта V (м^3), определяется величиной объемной производительности W ($\text{м}^3/\text{с}$) и временем технологической обработки продукта в этом объеме τ (с) (или временем технологической операции):

$$V = W\tau.$$

Для объекта непрерывного действия определяют скорость потока продукта. Эту величину берут из таблицы или принимают на основании опыта эксплуатации подобных устройств. При известной скорости потока v можно определить его фактическое сечение F :

$$F = W/v,$$

а также длину потока L , если при этом происходит его обработка:

$$L = v\tau,$$

где τ – длительность технологической операции.

2. Определение основных кинематических параметров рабочих органов

Величина фактической производительности проектируемого объекта является исходным фактором для определения основных кинематических параметров рабочих органов. Обработывая продукт (непрерывно или периодически), рабочие органы должны иметь определенный ритм движения, двигаться с определенной скоростью или частотой вращения. Это необходимо для получения единицы продукта (или единицы массы) в строго определенный промежуток времени (рабочий цикл), который, как известно, является величиной, обратной производительности машины. Следовательно, определив рабочий цикл машины, можно найти нужный ритм работы ее отдельных рабочих органов, а при известных конструктивных параметрах последних определить их необходимые скорости движения.

Такова общая схема определения кинематических параметров проектируемого объекта. Конкретные методы их расчета зависят как от конструктивных особенностей проектируемого оборудования, так и от свойств перерабатываемого продукта, особенностей осуществляемого в машине технологического процесса, видов используемых механизмов и многого другого. Общие рекомендации по определению кинематики машин:

1. По заданной производительности машины определить ритм выдачи изделий.

2. По времени рабочего цикла и известным величинам ходов или шагов исполнительных механизмов определить их скорости и частоту вращения ведущих звеньев.

3. Для машин, перерабатывающих массу продукта, можно определить указанные кинематические параметры, пользуясь формулами производительности.

4. Следует помнить, что данные рассматриваемого технологического расчета по определению кинематических параметров являются основными, исходными для дальнейшего проведения кинематического расчета всех приводных кинематических цепей проектируемого объекта.

5. Полученные кинематические параметры основных рабочих органов машины необходимо проверить на оптимальные и критические значения. Например, установлены оптимальные значения скоростей различных жидкостей в трубопроводах. Следовательно, и рабочие органы машины, создающие эти скорости, сами должны иметь определенные параметры движения.

Большое значение имеет величина ускорения рабочего органа, так как при большом ускорении возрастает сила инерции, действующая как на обрабатываемый объект, так и на рабочий орган. При большом значении силы инерции (критическом ускорении) может нарушиться запланированная связь рабочего органа и продукта, в результате чего технологическая операция будет выполнена некачественно.

3. Кинематические расчеты

При выполнении курсового или дипломного проекта студент в той или иной степени сталкивается с конструкциями машин и аппаратов, имеющих подвижные рабочие органы или детали.

Основные параметры их движения должны быть определены заранее. Затем выбирается электродвигатель для привода машины: его типоразмер, мощность и частота вращения ротора. Чтобы передать движение от ротора электродвигателя на рабочий орган, необходима кинематическая цепь, расчет которой является целью кинематического расчета.

В общем случае любая кинематическая цепь состоит из следующих частей: двигателя, преобразующего электроэнергию в механическое вращательное движение ротора; передаточных механизмов, распределяющих это вращательное движение между отдельными рабочими органами машины и задающих им требуемые скорости; исполнительных механизмов, начальное ведущее звено которых соединено с передаточным механизмом, а конечное ведомое – с рабочим органом.

Исполнительные механизмы служат для преобразования вращательного движения на ведущем звене в необходимое движение рабочего органа, присоединенного к ведомому звену согласно заданным законам и параметрам движения; механизмов управления, контроля и регулирования, выполняющих вспомогательные функции.

Исполнительные механизмы задают определенные законы и параметры движения рабочему органу, который непосредственно воздействует на обрабатываемый объект, изменяя его форму, свойства состояния или положение. Существует большое разнообразие исполнительных механизмов технологических машин, выполняющих самые различные функции. Однако, несмотря на разницу в функциональных назначениях механизмов отдельных видов, в их строении, кинематике и динамике много общего. Это вызвано тем, что для привода рабочих органов в основном применяются типовые схемы простейших базисных механизмов, например кривошипно-ползунных, кулисных, четырехзвенных, кулачковых, храповых и т. п.

Для проведения кинематического расчета необходима кинематическая схема машины, на которой изображены все элементы привода, начиная от электродвигателя до рабочих органов, их соединение и взаимоположение, направленное на осуществление, управление, регулирование и контроль заданных законов движения.

Элементы схемы изображают без соблюдения масштабов. Однако желательно соблюдать взаимоположение и соотношение между их размерами.

Кинематический расчет привода машины предполагает определение всех основных кинематических параметров ее привода. Эти данные обычно должны быть указаны затем на кинематической схеме и, кроме того, необходимы для расчета элементов привода на прочность.

Кинематический расчет исполнительных механизмов, составляющих кинематическую группу звеньев, предполагает: определение параметров и характеристик основных исполнительных движений; диапазонов изменения положений отдельных звеньев и рабочих органов; пределов регулирования различных параметров движения; размеров, определяющих пределы перемещений (длину перемещения или угол поворота исполнительного органа); передаточные отношения отдельных кинематических пар, входящих в исполнительный механизм; коэффициенты срабатывания; направления вращения или перемещения элементов, от которых зависит получение заданных исполнительных движений и их согласованность (синхронность); специальные режимы работы, от точного соблюдения которых зависит точность и надежность работы исполнительных механизмов.

Кинематический расчет передаточных механизмов включает:

1. Определение общего передаточного отношения $u_{\text{общ}}$ от вала электродвигателя, имеющего частоту вращения $n_{\text{эд}}$, до вала, на котором крепится ведущее звено исполнительного механизма $n_{\text{вд}}$:

$$u_{\text{общ}} = n_{\text{эд}}/n_{\text{вд}}$$

2. Распределение общего передаточного отношения всей кинематической цепи привода между отдельными передаточными механизмами, составляющими эту кинематическую цепь:

$$U_{\text{общ}} = u_1 u_2 u_3 \dots u_n,$$

где $u_1, u_2, u_3 \dots u_n$ – передаточные отношения соответственно начиная от электродвигателя, 1-го, 2-го, 3-го ... n -го передаточных механизмов.

Передаточные отношения отдельных механизмов выбирают по справочным данным.

3. Определение конструктивных параметров каждого передаточного механизма.

Для зубчатых и цепных передач – определение числа зубьев:

$$u_{з.п} = z_{\text{вм}}/z_{\text{вд}},$$

где $Z_{\text{вм}}$ – число зубьев ведомой шестерни или звездочки; $z_{\text{вд}}$ – число зубьев ведущей шестерни или звездочки.

Для ременных передач – определение расчетного диаметра шкивов

$$U_{д.п} = D_{\text{вм}}/D_{\text{вд}},$$

где $D_{\text{вм}}$ и $D_{\text{вд}}$ – соответственно диаметры ведомого и ведущего шкивов.

При этом меньшее число зубьев или меньший диаметр шкива выбирают с учетом допустимых норм, указанных в справочных материалах курса «Детали машин» в зависимости от вида передаточного механизма.

Передаточные отношения u для различных понижающих передач

Тип передачи	Рекомендуемые значения	Наибольшее значение
Зубчатая передача в закрытом корпусе цилиндрическими колесами коническими колесами	3-6	12,5
	2-3	6,3
Открытая зубчатая передача	3-7	15-20
Червячная передача закрытая открытая	10-40	80
	10-60	120
Цепная передача	3-6	8
Фрикционная передача цилиндрическими катками	2-4	8
Ременная передача плоским ремнем, открытая то же с натяжным роликом клиновым ремнем	2-5	6
	4-6	8
	2-5	7

4. Определение частоты вращения валов каждого из передаточных механизмов кинематической цепи из соотношений

$$u_{з.п} = z_{вм}/z_{вд} = n_{вд}/n_{вм} - \text{для зубчатых и цепных передач;}$$
$$U_{р.п} = D_{вм}/D_{вд} = n_{вд}/n_{вм} - \text{для ременных передач.}$$

5. Определение для вариаторов предельных (максимальных и минимальных) значений передаточного отношения и частоты вращения выходного вала.

6. Определение скоростей перемещения поступательно движущихся элементов передаточных механизмов (винтов, гаек, реек, плунжеров, толкателей и т. д.) по соответствующим формулам.

4. Разработка циклограмм

Выполнение курсового или дипломного проектов, связанных с созданием машины для механизации производства или модернизацией действующего технологического оборудования, предполагает глубокие знания, с одной стороны, технологического процесса, осуществляемого машиной (порой расчлененного на отдельные простейшие операции), с другой – знания законов движения рабочих органов машины, осуществляющих эти технологические операции. Последнее неразрывно связано со структурой построения исполнительного механизма, в состав которого входит обрабатываемый инструмент, и кинематикой движения отдельных звеньев этого механизма.

Конструкторский документ, связывающий технологический процесс переработки продуктов, выполняемый машиной, с кинематикой движения рабочих органов, осуществляющих эту переработку, называется циклограммой. Циклограмма представляет собой совокупность диаграмм, изображающих последовательность, продолжительность и соотношения рабочих и холостых ходов, а также остановок (выстоев) рабочих органов машины при выполнении ею заданных технологических операций в пределах одного кинематического цикла – T_k (с). Она дает наглядное представление о согласованной работе отдельных механизмов, приводящих в движение рабочие органы машины, направленной на выполнение технологических операций. По циклограмме машины можно также определить кинематическое взаимодействие всех ее рабочих органов в любой момент времени и при необходимости найти конкретные значения таких параметров, как величина перемещения, скорость и ускорение.

По принципу построения циклограммы могут быть двух видов.

1. Циклограммы интервалов времени или углов поворота распределительного – управляющего вала (РУВ). Обычно их для краткости называют циклограммами интервалов.

2. Циклограммы абсолютных перемещений рабочих органов. Обычно их называют синхронными диаграммами или синхрограммами.

По форме графического изображения циклограммы могут быть линейными и круговыми. Линейные циклограммы интервалов строят на горизонтальной оси времени t или угла φ , поворота РУВ в определенном масштабе μ_t или μ_φ , показывающем, сколько секунд на циклограмме соответствуют 1 мм оси t , или соответственно сколько градусов (или радианов) поворота РУВ соответствуют 1 мм оси φ . В целях получения наиболее полной информации оси времени и углов поворота РУВ совмещают в одну, указывая на ней обе эти величины, так как обычно угловая скорость ω (рад/с) РУВ постоянна, поэтому $\varphi = \omega t$, следовательно, время и угол поворота РУВ пропорциональны друг другу.

При построении вначале задаются величиной отрезка t или φ в пределах размеров поля чертежа (мм). Затем, зная кинематический цикл машины T_k (с), который обычно соответствует одному обороту РУВ, т. е. $\varphi = 2\pi$ рад или $\varphi = 360^\circ$, определяют масштабы μ_t (с/мм) и μ_φ (рад/мм или град/мм).

Для удобства дальнейшей работы с циклограммой сверху или снизу ее сразу же строят горизонтальную шкалу времени или углов поворота РУВ или совмещенную шкалу этих двух величин в пределах одного кинематического цикла. Затем по вертикали намечают определенное количество строк по числу рабочих органов машины, работу которых надо синхронизировать, строки нумеруют. Первую строку сверху обычно отводят для основного рабочего органа, цикл которого определяет работу всех остальных механизмов и обеспечивает ритмичную работу всей машины в целом в соответствии с заданной производительностью или цикличностью работы соседнего оборудования или всей поточной линии.

Таким основным рабочим органом может быть конвейер, ротор, штамп, нож или какой-либо другой четко фиксируемый исполнительный механизм. За начало отсчета принимают обычно момент начала интервала рабочего хода или выстоя этого основного механизма.

Например, в машинах-автоматах II класса основным механизмом следует считать ротор (или конвейер), передающий периодически обрабатываемые изделия с одной рабочей позиции на другую. И за начало отсчета следует принять момент остановки ротора, который служит как бы сигналом для начала работы всех рабочих органов, участвующих в обработке изделий на всех рабочих позициях.

Отложив в первой строке отрезки, соответствующие продолжительности рабочего и холостого ходов, а также выстоя основного рабочего органа, приступают к подобной операции в следующей строке для второго рабочего органа и т. д. При этом особое внимание обращают на

совмещение интервалов каждого механизма со всеми другими так, чтобы обеспечить их синхронную работу в пределах цикла T_k .

По окончании разбивки каждой строки на соответствующие интервалы в конце каждого интервала проводят вертикальную линию (в пределах строки), получая прямоугольники, внутри которых делают краткие надписи – названия этих интервалов. Иногда одноименные прямоугольники заштриховывают одной штриховкой или закрашивают одним цветом. Тогда получают более наглядную циклограмму, на которой легче проследить взаимодействие рабочих органов машины.

Встречается и такая форма линейной циклограммы, при которой интервалы рабочего хода изображают условно прямой восходящей линией, интервалы холостого хода – прямой нисходящей линией, а интервалы выстоя – горизонтальной прямой. При этом высоту получающихся трапеций выбирают для компактности изображения не очень большой и одинаковой для всех рабочих органов. Однако при курсовом и дипломном проектировании такой вид циклограммы лучше не применять, так как он напоминает зрительно синхрограмму, но законы движения рабочих органов при этом не соответствуют действительности. Поэтому, если позволяет место, то лучше строить более современный вид циклограммы – синхрограмму.

На синхрограмме в пределах строк для каждого рабочего органа строят диаграммы их перемещений в пределах интервалов движений. При этом горизонтальную ось времени или углов поворота РУВ строят так же, как и для циклограммы интервалов, а на вертикальной оси для каждой строки (рабочего органа) также в масштабах откладывают линейные перемещения S (мм) рабочего органа, если он перемещается поступательно, или угловые перемещения φ (рад или град), если рабочий орган совершает вращательное движение. Соответственно масштабы ординат μ_s или μ_φ будут определяться отношением поступательного хода S (мм) или угла поворота φ (рад или град) к величине ординаты (мм) на диаграмме, изображающей это перемещение, т. е. получим μ_s (мм/мм) и μ_φ (рад/мм или град/мм).

Таким образом, полученная синхрограмма какого-либо рабочего органа представляет собой диаграмму, изображающую закон движения рабочего органа в виде зависимостей $S=f(t)$ и $\varphi=f(t)$ или $S=f(\varphi)$ и $\varphi=f(\varphi)$.

Синхрограммы имеют следующие преимущества перед циклограммами.

Они позволяют определять перемещение рабочего органа в любой момент его движения, т. е. его местоположение в пространстве; законы изменения скорости и ускорения рабочего органа и их величину в любой момент движения, т. е. проводить кинематический анализ механизма; динамические усилия, действующие на звенья механизма, и законы их изменения, что при известных технологических усилиях и силах со-

противления дает возможность проводить и динамический анализ механизма; поскольку известно положение рабочих органов, то определяя траектории их движения по синхрограмме, возможно проводить совмещение перемещений обрабатываемых инструментов без опасности их столкновения во время обработки изделий. Это позволяет уплотнить кинематический цикл машины, что приводит к уменьшению рабочего цикла, т. е. в конечном итоге – к повышению ее производительности.

Составление циклограмм является необходимой стадией проектирования или модернизации циклических машин-автоматов. При этом в зависимости от темы проекта эту работу можно проводить в двух направлениях.

1. Если задана производительность, то в зависимости от класса машины можно определить ее кинематический цикл. Затем в пределах этого цикла последовательно по каждому рабочему органу распределяют основные интервалы движения и выстоя. Если кинематический цикл какого-либо механизма (или нескольких механизмов) не будет укладываться в кинематический цикл машины, то требуется совмещение движения соответствующих рабочих органов.

Для этого подбирают (или рассчитывают) законы движения рабочих органов и строят синхрограмму всей машины или той ее части (сборочной единицы), куда входят рабочие органы, движение которых необходимо совместить. Решающую роль в составлении циклограммы играет правильный выбор основного первого рабочего органа и рабочего органа, осуществляющего основную наиболее длительную – «лимитирующую» или наиболее энергоемкую операцию.

Если кинематический цикл механизма, осуществляющего эту операцию, окажется меньше кинематического цикла машины и в то же время она может быть совмещена с другими, то первый можно несколько «растянуть», соответственно уменьшить скорость во время рабочего хода, что облегчит работу механизма и повысит надежность всей машины.

2. Если проектируют машину, заменяющую ручной труд на каком-либо производственном участке, то в этом случае обычно задают последовательность технологических операций и их продолжительность. Тогда путем дробления наиболее длительных операций до осуществимых пределов добиваются примерно одинаковых кинематических циклов каждого исполнительного механизма или их группы, если их движения совмещены. Возможность таких совмещений выявляют также с помощью синхрограмм при известных траекториях движения рабочих органов. Таким образом, по циклограмме можно определить кинематический цикл машины, а затем и ее производительность. Если полученная производительность не удовлетворяет требованиям производства, то делают подробный анализ циклограммы с целью дальнейшего ее

Циклограмма интервалов времени механизма показана на рис. 2а, а синхрограмма – на рис. 2б. Для простоты изображения условно принят закон движения рабочих органов с постоянной скоростью.

Диаграмма 1 показывает поворот рычага 1 (OA – рабочий ход вперед за время t_{p1} ; AB – холостой ход назад за время t_{x1}), диаграмма 2 описывает поворот рычага 2 (BC – рабочий ход вперед за время t_{p2} , CD – холостой ход назад за время t_{x2}) и диаграмма 3 показывает движение конвейера 3 вперед за время t_{p3} .

Распределительный вал					360°
Рычаг 1	Рабочий ход	Холостой ход	Выстой		$T_{K,C}$
Рычаг 2	Выстой		Рабочий ход	Холостой	
Конвейер 3	Выстой			Рабочий ход	

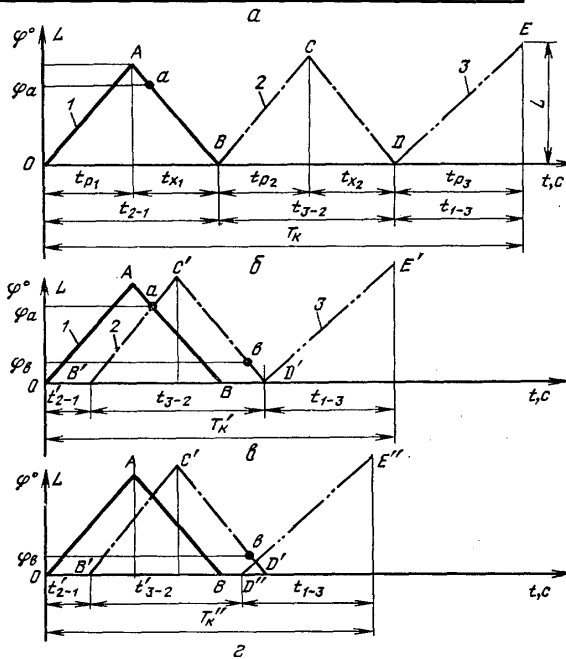


Рис. 2. Циклограммы механизма для закрывания клапанов: а – линейная циклограмма для последовательной работы рабочих органов; б – синхрограммы для того же случая; в – синхрограмма при совмещении движения первого и второго рычагов; г – синхрограмма при совмещении движения всех рабочих органов

Отрезки времени t_{2-1} ; t_{3-2} ; t_{1-3} называют относительными фазовыми смещениями; они показывают, через сколько времени начинает работать каждый последующий механизм по отношению к предыдущему.

Рабочий цикл машины T_p равен кинематическому циклу механизма T_k , который определяется как сумма этих фазовых смещений:

$$T_p - T_k = t_{2-1} + t_{3-2} + t_{1-3}.$$

Углы поворота распределительного вала $\varphi_{2-1} + \varphi_{3-2} + \varphi_{1-3}$, соответствующие фазовым смещениям, называются относительными фазовыми углами; они показывают, на какой угол должен повернуться распределительный вал, чтобы началась работа следующего механизма.

При монтаже машины кулачки устанавливаются и заклиниваются на распределительном валу в соответствии с циклограммой по фазовым углам.

Для повышения производительности машины путем сокращения кинематического цикла механизма можно совместить движение рычага 2 с движением рычага 1 так, чтобы они не столкнулись в точке a (см. рис. 1а). Измерим угол φ_a , соответствующий положению рычага 1 в точке a при его движении ходом назад, отложим его на синхрограмме и найдем точку a на диаграмме холостого хода.

Для определения возможного совмещения передвинем влево диаграммы 2 и 3 так, чтобы линия рабочего хода BC рычага 2 прошла несколько позднее точки a (см. рис. 2б). Тогда эта диаграмма пересечет ось абсцисс в точке B' и определит новое фазовое смещение рычага 2, причем $t'_{2-1} < t_{2-1}$. Следовательно, мы получим новый кинематический цикл T'_k , меньший, чем он был до совмещения движения:

$$T'_p = T'_k = t_{2-1} + t_{3-2} + t_{1-3} T_k.$$

Можно также начать движение конвейера 3 до того, как рычаг 2 придет в исходное положение, необходимо только, чтобы короб не натолкнулся на рычаг 2 в точке b . Измерим угол φ_b (см. рис. 1б), соответствующей положению рычага 2 в точке возможного столкновения b , отложим его на диаграмме холостого хода CD' рычага 2 (см. рис. 2б).

Затем сдвинем диаграмму $D'E'$ конвейера влево так, чтобы он прошел несколько позднее точки b (см. рис. 2с). $D''E''$ отсечет на оси времени новое фазовое смещение t'_{3-2} . Оно меньше, чем было ранее t_{3-2} . Кинематический цикл T_k в этом случае опять сократится и станет:

$$T''_p = T''_k = t''_{2-1} + t''_{3-2} + t_{1-3} < T'_k < T_k.$$

В целях дальнейшего сокращения кинематического цикла и повышения производительности машины можно совместить таким же образом поворот рычага 1 с движением конвейера; поворот можно начать до того, как конвейер остановится.

Полное совмещение рабочих органов, при котором T_k был бы наименьшим, в этом механизме невозможно, так как рабочие органы и короб могут столкнуться и, кроме того, клапаны для закрытия внахлестку не могут закрываться одновременно.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ МАШИН

Энергетический расчет предполагает определение основных силовых параметров проектируемого объекта, т. е. определение нагрузок на рабочие органы конструкции, находящиеся в соприкосновении с продуктом и обрабатывающие его, а также влияния внешних сил, давлений, сопротивлений, сил тяжести и сил инерции на отдельные элементы или детали. Ввиду большого разнообразия машин, применяемых на предприятиях пищевой промышленности, и продуктов, перерабатываемых на этих машинах, очень трудно дать общие и довольно точные методы определения нагрузок на рабочие органы этих машин и звенья механизмов их привода. Поэтому в каждом отдельном случае, пользуясь знаниями, полученными при изучении общетехнических и специальных дисциплин, следует уметь произвести структурный анализ механизмов, выделить в нем звенья, наиболее подверженные нагрузкам, и определить действующие на них силы.

Определение сил, действующих на рабочие органы и детали конструкции, имеет большое практическое значение для расчета на прочность деталей, для определения энергии, потребной для работы механизма, трения в кинематических парах; для расчета на надежность и долговечность элементов конструкции и т. д. Зная силы, действующие на различные детали проектируемого объекта, можно выбрать наиболее рациональные их размеры; определить их оптимальные формы с учетом прочности и жесткости конструкции; обоснованно назначить материалы для их изготовления, их технологическую и термическую обработку; обеспечить определенное количество и качество смазочных материалов и т. д.

В соответствии с современными требованиями все быстроходные элементы конструкции, помимо статических расчетов (исходящих из условия равновесного состояния отдельных звеньев конструкций, находящихся в покое), необходимо рассчитать на динамические нагрузки (возникающие от сил инерции движущихся масс), которые возникают при движении звеньев механизмов и часто значительно превышают статические силы.

Определение сил, действующих на различные звенья механизма при его движении, как известно из курса «Теоретическая механика», может быть сделано в том случае, если известны законы движения всех звеньев механизма и внешние статические и динамические нагрузки, приложенные к ним.

В общем случае можно выделить следующие основные силы, действующие в машинах.

1. Силы производственного сопротивления (технологические силы), на преодоление которых затрачивается работа, необходимая для выполнения технологического процесса. Величина этих сил зависит от многих факторов, например, от физико-механических свойств перерабатываемого продукта, скорости обработки, температурных режимов обработки, производительности машины, внешних условий и многого другого. Правильное определение этих сил имеет чрезвычайно важное значение, так как от того, насколько точно они будут найдены и их расчетная величина будет соответствовать истинным нагрузкам при работе машины, будет зависеть правильность последующего расчета на прочность основных органов машины и элементов их привода, а следовательно, их прочность, надежность и долговечность.

2. Силы непроизводственных сопротивлений (в основном силы трения), на преодоление которых затрачивается дополнительная работа сверх той, которая необходима для преодоления полезного сопротивления. Эти силы определяют как произведение силы нормального давления $P_{\text{нн}}$ на коэффициент трения f_i в каждой трущейся паре:

$$T_i = P_{\text{нн}} f_i.$$

Если производственное или непроизводственное сопротивление связано в той или иной мере с гидродинамическим процессом (сопротивление жидких сред при перемещении, вязкостное трение и т. д.), то можно рекомендовать использование закона Ньютона для определения силы сопротивления тела, движущегося в среде жидкости P (Н):

$$P = c\rho Fv^2,$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; F – площадь проекции сечения тела плоскостью, перпендикулярной его скорости, м²; v – скорость тела, м/с; c – опытный коэффициент;

или закона Пуазейля для определения силы вязкостного трения P (Н):

– в прямоугольном канале:

$$P = 8\mu v \left(\frac{aL}{B-b} + \frac{bL}{A-a} \right),$$

где μ – вязкость жидкости, Па·с; a, b, L – соответственно ширина, высота и длина тела, м; A, B – соответственно ширина и высота канала, м; v – скорость движущегося тела, м/с;

– в круглом канале:

$$P = \frac{4\mu Vv}{(R^2 - r^2)},$$

где V – объем тела, м³; R, r – соответственно радиусы трубы и тела, м;

3. Динамические силы – силы инерции, возникающие при движении элементов конструкции с ускорениями. Для определения сил инерции $P_{\text{ин}}$ (Н) используют второй закон Ньютона, по которому сила инерции равна произведению массы тела m (кг) на его ускорение a (м/с²), но с обратным

знаком, так как сила инерции и ускорение тела направлены противоположно:

$$P_{и} = -ma.$$

Все указанные силы во время работы машины, как правило, не остаются постоянными, они за определенный промежуток работы (цикл) меняют свое направление и величину. Поэтому очень важно установить тот момент времени, в который элементы конструкции оказываются нагруженными наибольшим суммарным усилием, на которое затем и производят расчет на прочность этих элементов. Этот момент можно установить, построив диаграммы указанных сил за один цикл работы. По этим диаграммам определяют сразу наиболее нагруженный момент работы или намечают несколько таких моментов.

Для определения наибольшей суммарной нагрузки можно воспользоваться принципом Д'Аламбера, сущность которого состоит в том, что к определенному звену механизма прикладывают все внешние силы (статические и динамические) с учетом их величины и направления, составляют для полученной системы сил уравнения равновесия, решая которые, находят величину равнодействующей силы в данный момент. Таким образом, найдя равнодействующие силы для нескольких моментов времени (если не удалось его сразу определить), выбирают из них наибольшее значение, которое и является основой для расчета деталей на прочность.

Определение потребной мощности. Перечисленные выше параметры: производительность, конструктивные размеры основных рабочих органов проектируемого объекта, действующие на них силы, а также кинематические характеристики в совокупности определяют потребное количество энергии для его привода.

Единой методики определения мощности привода машины не существует ввиду большого разнообразия их типов, а также технологических процессов и операций, которые осуществляются на этих машинах, предназначенных для переработки различных продуктов, иногда значительно различающихся между собой и по физико-механическим свойствам.

В курсах технологического оборудования предприятий соответствующей отрасли пищевой промышленности можно найти формулы или рекомендации для определения мощности приводов данного в задании типа машины или его аналогов. При этом кроме всех производственных потребителей энергии (полезной работы) следует учитывать и потери энергии на непроизводительные нужды (потери на сопротивление, нагрев, преодоление динамических нагрузок и т. д.). Кроме того, надо учитывать, что в целом ряде технологических машин, перерабатывающих вязкие продукты, пусковая мощность может значительно превышать номинальную, вычисленную для установившегося режима, в свя-

зи с тем, что свойства продукта значительно изменяются при его переработке. Следовательно, необходимо очень внимательно рассмотреть технологический процесс, осуществляемый на проектируемой машине, с тем чтобы определить моменты времени, в которые потребление энергии достигает наибольших значений, и исходя из этих условий рассчитывать мощность привода машины. В основе всех методик расчета мощности N (Вт) привода машин лежит общее положение, исходящее из самого понятия мощности: при равномерном движении потребная мощность N для его осуществления равна работе A , совершенной в единицу времени, и рассчитывается как произведение силы и скорости. Действительно, при поступательном движении

$$N = A/t = PS/t = Pv, \text{ Вт}$$

или

$$N = Pv10^3, \text{ кВт},$$

где A – работа, Дж; P – действующая сила, Н; S – пройденный путь, м; v – скорость, м/с; t – время, с.

Если тело совершает вращательное движение, то его окружная скорость $v = \omega R$ (здесь ω – угловая скорость вращающегося тела и R – его радиус). В этом случае мощность для привода вращающегося тела составит $N = PaR$. Поскольку произведение PR представляет собой вращающий момент $M_{вр}$, то формула примет вид:

$$N = M_{вр} \omega.$$

Таким образом, для определения мощности при вращении тела с постоянной скоростью достаточно знать вращающий момент, равный произведению окружного усилия P и радиуса вращения R , т. е. плечу приложения силы $R = D/2$ (здесь D – диаметр окружности).

Поскольку $\omega = \pi n/30$, то формула мощности примет вид:

$$N = M_{вр} \pi n/30 \text{ Вт},$$

или

$$N = M_{вр} n 10^{-4} \text{ кВт},$$

где n – частота вращения вала, об/мин.

Таким образом, если нагрузка в течение определенного интервала времени (например, кинематического цикла) существенно не изменяется, то найдя ее и умножив на скорость рабочего органа, можно сразу определить мощность для приведения в движение этого рабочего органа. Сумма всех мощностей на каждом рабочем органе машины даст общую мощность привода, необходимую для осуществления движения этих рабочих органов. Учтя таким же образом мощность, потребную на преодоление различных сопротивлений, можно найти суммарную мощность, необходимую для преодоления непроизводительных сопротивлений машины. По сумме указанных мощностей можно выбирать мощность приводного электродвигателя машины.

Подобным образом можно, как было отмечено выше, найти потребную мощность привода машин, у которых нагрузки во время работы существенно не изменяются. К таким машинам можно отнести, например, смесители, конвейеры, мельницы, валковые нагнетатели и т. д.

Наиболее сложным является определение сил технологических сопротивлений, так как они зависят от большого числа факторов: физико-химических свойств обрабатываемого сырья, продукта, реологических и адгезионных характеристик, режима обработки (скорости, давления, температуры) и т. д. Основные из этих сведений можно найти в учебниках и справочной литературе. Однако часто могут встречаться случаи, когда необходимых данных в литературе нет. Тогда целесообразно провести в период преддипломной практики и дипломного проектирования соответствующее исследование и включить его в дипломный проект в качестве отдельного раздела. Лишь в крайних случаях можно принять мощность по известным прототипам отдельных рабочих органов или машин.

Если ведущий вал машины совершает вращательное движение с периодическими остановками (например, вал приводится механизмом мальтийского креста, храповым механизмом, звездчатым или другими механизмами), то вращающий момент складывается из двух моментов:

$$M_{\text{вр}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{ин}},$$

где $M_{\text{ст}}$ – вращающий момент, необходимый для преодоления сил сопротивления (сопротивлений обрабатываемых материалов, сил тяжести, сил трения в подшипниках и т. д.); $M_{\text{ин}}$ – вращающий момент, необходимый для преодоления сил инерции звеньев механизмов, возникающих вследствие неравномерности их движения.

Вращающий момент $M_{\text{ин}}$ определяют по формуле

$$M_{\text{ин}} = i_{\text{пр}} \varepsilon,$$

где $i_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции механизма, Н·м·с²; ε – угловое ускорение ведущего вала, с⁻².

Угловое ускорение рассчитывают применительно к механизму, приводящему в движение ведущий вал, например, к механизму мальтийского креста. Из теоретической механики известно, что мерой инертности поступательно движущегося тела является масса m , а вращающегося тела его момент инерции I :

$$I = mR^2,$$

где R – радиус тела.

Соответственно кинетические энергии этих тел определяются выражениями:

$$E_{\text{п}} = mv^2/2 \text{ и } E_{\text{вр}} = I\omega^2/2.$$

Для того чтобы все звенья механизма двигались, необходимо иметь кинетическую энергию ведущего вала, равную сумме кинетических энергий всех его поступательно движущихся и вращающихся звеньев. Из этого соотношения выводится зависимость для определе-

ния момента инерции J_{np} механизма, приведенного к его ведущему звену, например ведущему валу:

$$i_{np} = \sum_{i=1}^{i=n} \left[m_i \left(\frac{v_i}{\omega_{\partial\partial}} \right)^2 + I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\partial\partial}} \right)^2 \right],$$

где i – порядковый номер звена механизма или машины; n – число подвижных звеньев механизма; m_i – масса i -го звена, движущегося поступательно; v_i – средняя скорость i -го звена, движущегося поступательно; $\omega_{\partial\partial}$ – угловая скорость ведущего звена (ведущего вала); I_i – момент инерции i -го вращающегося звена; ω_i – угловая скорость i -го вращающегося звена.

Здесь следует заметить, что суммарный, приведенный к ведущему звену момент инерции механизма J_{np} – условная величина, выражающая инертность как самого ведущего звена, так и всех подвижных звеньев механизма, т. е. всего механизма в целом.

Большое число машин имеет непостоянные нагрузки на рабочие органы и, следовательно, непостоянные их скорости. К таким машинам можно, например, отнести машины поршневого типа – насосы (поршневые и плунжерные), штанговые брикетизирующие прессы и др. Для таких машин строят диаграммы всех сил, действующих на рабочие органы с целью нахождения максимальных «пиковых» нагрузок. По этим диаграммам можно определить и потребную мощность на приводе каждого рабочего органа. Для этого поступают следующим образом: если диаграмма сил (статических и динамических) была построена в функции времени, то по известной зависимости пути движения рабочего органа от времени строят диаграмму сил в функции пути (индикаторную диаграмму). Как известно, площадь индикаторной диаграммы за какой-то отрезок пути характеризует в определенном масштабе работу сил сопротивления, приложенных к рабочему органу на этом отрезке пути. Заменяя эту площадь равновеликой площадью прямоугольника, построенного на том же отрезке пути, будем иметь ординату этого прямоугольника в качестве движущей силы, необходимой для привода в движение данного рабочего органа. Площадь этого прямоугольника характеризует необходимую работу движущих сил, которую можно вычислить, умножив площадь этого прямоугольника на масштабы пути и силы.

Зная время, за которое рабочий орган прошел отрезок пути, показанный на диаграмме, и поделив полученную работу движущих сил на это время, находят необходимую мощность для привода данного рабочего органа. А суммируя полученные таким же образом мощности всех рабочих органов, можно с учетом потерь в передаточных механизмах определить потребную мощность электродвигателя машины и выбрать его по соответствующим стандартам (указать тип и характеристику).

Сразу же после этого проверяют привод машины на плавность хода. Для этого можно сложить все построенные диаграммы для всех рабочих органов. Таким образом, на одной суммарной диаграмме будем иметь

суммарный график сил сопротивления и прямоугольник от суммарных движущих сил. Та часть площади этой диаграммы, которая выступает за прямоугольник, характеризует избыточную работу сил сопротивления на каком-то отрезке пути.

Определив эту работу, можно найти необходимый приведенный момент инерции на главном приводном звене (первом от рабочих органов общем звене, совершающем вращательное движение):

$$i_{\text{пр}} = A_c / \omega_n^2 \delta,$$

где $i_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции на главном приводном звене, Н·м·с²; A_c – избыточная работа сил сопротивления, Дж; ω_n – среднее значение угловой скорости главного приводного звена на отрезке пути, на котором найдена работа A_c , с⁻¹; δ – коэффициент неравномерности движения на главном приводном звене ($\delta \leq 0,02$):

$$\delta = (\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}) / \omega_n,$$

где ω_{min} – минимальная угловая скорость приводного звена, имеющая место при выполнении полезной работы во время рабочего хода; ω_{max} – максимальная угловая скорость приводного звена, возникающая во время холостого хода, когда полезная работа не совершается.

Полученный по формуле действительный момент инерции должен быть обязательно больше необходимого приведенного момента инерции $I_{\text{пр}}$. Если он получился меньше, то в привод машины надо добавить маховик. Применение в приводе машины маховика снижает коэффициент неравномерности движения звеньев механизмов до допустимых значений, так как во время холостого хода маховик накапливает кинетическую энергию, а во время рабочего хода отдает ее рабочему органу.

После определения потребной мощности на ведущих валах отдельных рабочих органов уточняют кинематическую схему и с учетом КПД отдельных передач определяют мощность на ведущем валу машины.

Примерные КПД передач можно принять из таблицы.

Примерные КПД некоторых механических передач

Тип передачи	Обозначения	В масляной ванне	Открытая
Зубчатая передача	η_z	0,95-0,97	0,93–0,94
Червячная передача с цилиндрическим червяком при числе заходов червяка	$\eta_{\text{ч}}$	0,70 0,75-0,80 0,80-0,90	0,50 0,60 -
1 заход			
2 захода			
3-4 захода			
Цепная передача	$\eta_{\text{ц}}$	0,94-0,97	0,90
Фрикционная передача	$\eta_{\text{фр}}$	0,90-0,96	0,70-0,88
Ременная передача	$\eta_{\text{р}}$	-	0,94-0,88
Для одной опоры с подшипником качения	$\eta_{\text{пк}}$	-	0,99-0,995
Для опоры с подшипником скольжения	$\eta_{\text{пс}}$	-	0,98-0,99

После расчета потребной мощности на вращаемом валу $N_{\text{вд}}$ определяют номинальную мощность N электродвигателя с учетом КПД передач привода:

$$N = N_{\text{вд}}/\eta.$$

При последовательном соединении передач общий КПД равен произведению частных КПД, например:

$$\eta = \eta_p \eta_{\text{ч}} \eta_3.$$

Часто в машинах кинематическая цепь разветвляется для привода нескольких рабочих органов или транспортирующих устройств. В этих случаях мощности для их привода суммируются на валу, на котором начинается разветвление кинематической цепи. Например, электродвигатель приводит в движение месильный орган через муфту, ременную передачу и червячный редуктор с помощью шарового шарнира, а площадку с дежой – через цепную передачу и червячный редуктор.

Выбор электродвигателя привода машины. Электродвигатели привода машины подбирают в зависимости от мощности, потребной для вращения вращаемого вала, и его частоты вращения, условий эксплуатации и желаемого конструктивного выполнения двигателя.

В приводах машин обычно используют трехфазные электродвигатели переменного тока. Эти двигатели выпускают двух типов: синхронные и асинхронные.

Синхронные двигатели работают с постоянной угловой скоростью независимо от нагрузки. Основное преимущество их по сравнению с асинхронными – более высокий КПД, постоянство угловой скорости, большой коэффициент перегрузки; недостатки – более сложный уход, большая стоимость.

Трехфазные асинхронные двигатели имеют ряд преимуществ: простота конструкции, меньшая стоимость, простейший уход, непосредственное включение в трехфазную сеть переменного тока без преобразователей. Недостатки их по сравнению с синхронными двигателями – меньший КПД, а по сравнению с двигателями постоянного тока – ограниченная возможность регулирования угловой скорости.

Для многих промышленных приводов эти недостатки не имеют существенного значения и поэтому трехфазные асинхронные двигатели более широко распространены.

В курсовом и дипломном проектировании, как правило, следует выбирать именно эти двигатели, за исключением отдельных случаев, особо обусловленных в заданиях на проектирование.

Для выбора электродвигателя должны быть известны условия эксплуатации (диаграмма нагрузки, температура и влажность окружающей среды и др.), требуемая мощность и частота вращения вала. В соответствии с этими данными выбирают по каталогу электродвигатель и про-

веряют его на нагрев при установившемся и переходных режимах и при кратковременной перегрузке.

На практике подбор электродвигателя в ряде случаев может быть упрощен.

1. При длительной постоянной или незначительно меняющейся нагрузке проверка двигателя на нагрев необязательна (привод вентилятора, насоса, конвейера и т. п.).

2. При повторно-кратковременном режиме работы (привод лебедок, кранов, подъемников и др.) выбирают двигатель с повышенным пусковым моментом с учетом продолжительности включения (ПВ, %).

3. Если машина, для которой проектируется привод, часто включается и выключается, имеет повышенное статическое сопротивление и значительный динамический момент в период пуска, то выбранный электродвигатель следует проверить по величине пускового момента.

Промышленность выпускает для всех отраслей народного хозяйства электродвигатели, которые по роду тока разделяются на следующие типы:

1) двигатели постоянного тока. Они предназначены в основном для приводов электрического транспорта и рабочих машин, в которых требуется частое регулирование скорости рабочих органов;

2) однофазные асинхронные двигатели небольшой мощности, применяемые в приводах бытовых механизмов;

3) трехфазные синхронные двигатели, их применяют, в основном, в машинах большой мощности;

4) трехфазные асинхронные двигатели, они наиболее распространены в различных отраслях народного хозяйства.