

**ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И
МЕХАНИЗМОВ
ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПО ДИНАМИЧЕСКИМ
КРИТЕРИЯМ И ПОКАЗАТЕЛЯМ ЭКОНОМИЧНОСТИ
Учебное пособие**

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	000
-------------------	-----

Введение	000
----------------	-----

РАЗДЕЛ I. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

ГЛАВА 1. Строение и характеристики машин	000
------------------------------------------------	-----

1.1. Строение машинного агрегата	000
----------------------------------------	-----

1.2. Функциональные элементы машинного агрегата	000
----------------------------------------------------------	-----

1.2.1 Структура механизмов	000
----------------------------------	-----

1.2.2. Характеристики энергетических и рабочих машин	000
---------------------------------------------------------------	-----

1.2.2.1. Характеристики тепловых двигателей.....	000
-----------------------------------------------------	-----

1.2.2.2. Характеристики электродвигателей	000
-------------------------------------------------	-----

1.2.2.3. Характеристики гидравлического привода	000
-------------------------------------------------------	-----

1.2.2.4. Характеристики рабочих машин	000
---------------------------------------------	-----

1.2.2.5. Перспективные гибридные машины	000
-----------------------------------------------	-----

1.2.2.6. Управление машины от ЭВМ.....	000
----------------------------------------	-----

<i>Вопросы и задания для самоконтроля</i>	<i>000</i>
-------------------------------------------------	------------

ГЛАВА 2. Общие сведения о показателях качества машин	000
---------------------------------------------------------------	-----

2.1. Основные характеристики и требования к машинам	000
--------------------------------------------------------------	-----

2.2. Общие вопросы проектирования и САПР машин.....	000
--------------------------------------------------------	-----

2.3. Критерии качества машин	000
------------------------------------	-----

<i>Вопросы и задания для самоконтроля</i>	<i>000</i>
-------------------------------------------------	------------

РАЗДЕЛ II. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИНАМИЧЕСКИМ И ЭКОНОМИЧЕСКИМ КРИТЕРИЯМ

ГЛАВА 3. Модели машин с жесткими звеньями	000
3.1. Принципы построения модели машины	000
3.2. Кинематическая модель механизма	000
3.3. Энергетическая модель машины	000
3.3.1. Метод приведения сил и моментов	000
3.3.2. Метод приведения масс и моментов инерции.....	000
3.4. Анализ устойчивости по динамической модели машины	000
3.5. Уравнение движения машины	000
3.6. Анализ законов движения машин	000
3.7. Расчет усилий в кинематических парах плоских механизмов.....	000
3.8. Динамическое воздействие машины на фундамент и основные методы виброзащиты.....	000
3.9. Балансировка роторов	000
3.10. Уравновешивание плоских механизмов.....	000
3.10.1. Метод заменяющих масс.....	000
3.10.2. Полное статическое уравновешивание механизма.....	000
3.10.3. Частичное статическое уравновешивание механизма.....	000
3.10.4. Уравновешивание масс, совершающих прямолинейное движение.....	000
3.10.5. Уравновешивание многоцилиндровых поршневых машин	000
<i>Вопросы и задания для самоконтроля</i>	<i>000</i>
ГЛАВА 4. Проектирование машин по динамическим критериям	000
4.1. Определение необходимого момента инерции масс	000
4.2. Влияние статических характеристик двигателя на установившееся движение.....	000
4.3. Выбор передаточного отношения по критерию быстрогодействия	000
4.4. Динамика цикла разгон-торможение	000
4.5. Безударный останов машины. Пример расчёта	000
4.6. Влияния упругости звеньев на процесс останова	000
4.7. Учёт динамических характеристик приводов	000
<i>Вопросы и задания для самоконтроля</i>	<i>000</i>

ГЛАВА 5. Критерии и показатели экономичности расхода энергии	000
5.1. Энергетический баланс машины и понятие о КПД	000
5.2. Цикловой КПД машин в цикле разгон-торможение и анализ возможностей его повышения.....	000
5.3. Коэффициенты полезного действия механизмов	000
5.3.1. Потери на трение в кинематических парах механизмов	000.
5.3.2. Механический КПД винтового механизма	000
5.3.3. Мгновенный КПД кулачкового механизма	000
5.3.4. Цикловой КПД механизмов	000
5.3.5. Самоторможение и заклинивание механизма	000
5.4. Критерии расхода энергии машин	000
5.5. Экономическая характеристика машины	000
5.6. Экономичность параллельно работающих машин	000
<i>Вопросы и задания для самоконтроля</i>	000

ГЛАВА 6. Повышение экономичности на установившемся режиме	000
6.1. Выбор передаточного отношения по критерию экономичности	000
6.2. Коэффициент использования номинальной мощности двигателя	000
6.3. Повышение экономичности с помощью разгружающих устройств	000
<i>Вопросы и задания для самоконтроля</i>	000

ГЛАВА 7. Повышение экономичности машин на неустановившемся режиме	000
7.1. Цикловой КПД машин при переменной нагрузке.....	000
7.2. Связь динамических и экономических качеств машины в цикле разгон-торможение при изменении мощности двигателя	000
7.3. Повышение экономичности при изменении момента переключения	000
7.4. Повышение экономичности с помощью разгружающего устройства в цикле разгон-торможение.....	000
7.5. Повышение экономичности рекуперацией энергии	000
<i>Вопросы и задания для самоконтроля</i>	000

ГЛАВА 8. Экономичность систем управления машин	
8.1. Общие принципы комплексной автоматизации машин	000
8.2. Централизованное автоматизированное управление машиной.....	000
8.2.1. Управление по копирам.....	000

8.2.2. Следящий привод	000
8.2.3. Кулачковый командоаппарат	000
8.2.4. Кулачковый распределительный вал	000
8.2.5. Числовое программное управление	000
8.3. Децентрализованные системы автоматизации	000
8.4. Возможности повышение экономичности машин в процессе проектирования.....	000
8.5. Снижение расхода энергии при управлении от ЭВМ.....	000
<i>Вопросы и задания для самоконтроля</i>	<i>000</i>
Заключение	000
Литература	000

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ

Принятые сокращения

АЦП – аналого-цифровой преобразователь	ППАС – программно-поисковая адаптивная система
ДВ – двигатель	РМ – рабочая машина
ДВС – двигатель внутреннего сгорания	РО – рабочий орган
ДО – допустимая область	СУ – система управления
ДЭА – дизель-электрический агрегат	ТНВД – топливный насос высокого давления
КД – контакты датчика	УУ – управляющее устройство
КР – контакты электромагнитного реле	УЧ – управляющая часть
КПД – коэффициент полезного действия	ЦАП – цифро-аналоговый преобразователь
МА – машинный агрегат	ЭВМ – электронно-вычислительная машина
ОВ – обмотка возбуждения	ЭДВ – электродвигатель
ОУ – объект управления	ЭМК – электромагнитный клапан
	ЭМР – электромагнитное реле

Список обозначений

α – действительная часть корня	υ – угол давления
β – угол наклона	λ – отношение длин
γ – коэффициент скважности	Π – производительность
Δ – допуск, абсолютное изменение	Σ – знак суммы
δ – коэффициент неравномерности	τ – период времени
ε – угловое ускорение	Φ – критерий, магнитный поток
η – коэффициент полезного действия	φ – текущий угол, отклонение
θ – угол сдвига фаз	χ – коэффициент потерь
	ω – угловая скорость, частота колебаний
	A – работа, аксиальная сила

a – ускорение точки (аналог или вторая передаточная функция)

c – коэффициент (весовой, жесткости, степенного ряда), постоянная интегрирования

d – доля потерь, диаметр

F – внешняя сила

f – коэффициент трения, частота колебаний

G – абсолютный расход, сила тяжести, модуль сдвига

g – удельный расход

H – управляющее воздействие, ход

h – штрафная функция

i, j – номера элементов, мнимая часть корня

J – момент инерции

k – коэффициент

L – длина звена

M – момент сил

m – масса

Q, N – полная и нормальная реакции

P – шаг, полюс зацепления

p – давление, корень уравнения, число кинематических пар

S – перемещение

T – кинетическая энергия, постоянная времени, тангенциальная сила

U – передаточное отношение

V – скорость точки, аналог или первая передаточная функция

W – мощность

w – степень подвижности

X, Y – координаты точки

z – число зубьев

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящем учебном пособии рассматриваются вопросы повышения экономичности машин в процессе эксплуатации в установившихся и неустойчивых режимах работы путем оптимального выбора при проектировании механических параметров двигателей, передаточного механизма и рабочей машины. Оно написано в соответствии с программой дисциплины «Основы проектирования машин», которая включает в себя раздел «Теория машин и механизмов». Дисциплина подверглась изменениям за последнее время в связи с требованиями практики проектирования, которые сформировались на основе прогресса вычислительной техники. Пособие построено на критериальной основе проектирования машин с учётом экономичности расхода энергии, производительности и быстродействия. Рассмотрены теория и приведены примеры расчётов КПД машин при работе в установившихся режимах. Для некоторых типов машин основными режимами работы являются неустойчивые, на которых расход энергии значительно возрастает в связи с увеличением её расхода при разгоне и потерями при торможении. По этой причине в пособии можно встретить примеры машин с управлением от ЭВМ, ДВС и гибридными двигателями, для которых эта проблема является актуальной. При выборе материала авторы пытались соответствовать принятым Правительством РФ «Основным положениям энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2020 года», согласно которым можно отметить необходимость:

- конструирования высоко эффективного энергосберегающего оборудования;
- снижение расхода энергии в промышленности и коммунальном хозяйстве.

ВВЕДЕНИЕ

Механика машин связана с теорией механизмов и машин, у истоков которой стоял П.Л. Чебышев – известный математик Петербургской математической школы, характерной особенностью которой была разработка на высоком математическом уровне конкретных задач, представляющих практический интерес. Фундаментальной работой П.Л. Чебышева было создание функций наилучшего приближения на основании анализа точности при синтезе рычажного механизма, получившего его имя. Таким образом, оценка качества проектирования на критериальной основе была принята с самого начала развития науки «Теория механизмов и машин». Качество проектируемых машин связано с полнотой разработки и использования методов оптимального проектирования. Чем полнее учитываются критерии качества по показателям точности, быстродействия, производительности и экономичности, тем совершеннее получается машина.

Анализ состоит в исследовании свойств механической системы при выбранной схеме машины. Синтез или проектирование механизмов машины по заданным свойствам является обратной и более сложной задачей по отношению к анализу. Но разделение на анализ и синтез условно, так как при проектировании машины регулярно проводится анализ выбранных параметров путём сравнения альтернативных решений. Такой сравнительный анализ критериев качеств выбранных вариантов машины и механизмов составляет основу синтеза с использованием ЭВМ. Развитие программного обеспечения позволяет подойти к новым тех-

нологиям проектирования, базирующихся не на графических и аналитических методах, а использующих численные методы решения задач. На формирование курса «Основы проектирования машин» большое влияние оказал прогресс вычислительной техники. Однако применение ЭВМ требует поставить в основу проектирования оптимизационные методы решения задач, так как современные задачи проектирования являются, как правило, многокритериальными. Особенностью решения таких задач является выбор и обоснование критериев оптимизации, указание границ применимости используемых моделей машин.

Использование метода синтеза по Чебышеву в сочетании с ЭВМ даёт решение практически любой задачи проектирования по критериям точности движения. Не менее сложны задачи синтеза по динамическим критериям и критериям экономичности расхода энергии. Последним вопросам уделяется всё больше внимания в виду огромной практической важности. Исторически первоначально решались задачи синтеза механизмов по кинематическим показателям и геометрическим критериям точности. Затем появилась потребность решения задач динамического синтеза машин, т.е. определения необходимых параметров машин по динамическим критериям. В качестве примера можно привести задачу определения необходимого момента инерции маховика методом профессора Н. И. Мерцалова. Актуальны исследования проблем колебаний в машинах и учёт влияния на них сил трения и упругой податливости звеньев. Особой сложностью и практической ценностью отличаются проблемы повышения экономичности расхода энергии.

Отличительной чертой машин будущего будет управление ими по интегральным критериям, дающим всестороннюю оценку машин и протекающих в них процессов с помощью ЭВМ. Создание автоматизированных систем проектирования требует разработки методов синтеза с учетом производительности, эффективности и экономичности машин. Возникает необходимость разработки новых методов оценки качества машин, пригодных для использования на ранних стадиях проектирования. Например, отсутствие самого понятия КПД у большинства технологических машин или невозможность оценки расхода энергии на переходных режимах затрудняет всестороннюю оценку качества машин.

Из изложенного выше следует, что механика машин в настоящем ее виде является комплексной наукой, в которой проблемы экономичности и динамики машин связаны и тесно переплетаются с проблемами их оптимального проектирования на основе использования последних достижений вычислительной техники [10].

РАЗДЕЛ I. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Глава 1

СТРОЕНИЕ И ХАРАКТЕРИСТИКИ МАШИН

1.1. Строение машинного агрегата

Уже несколько веков существование человечества невозможно представить без машин – устройств, различных по назначению и конструкции. Но, несмотря на эти различия, можно четко определить понятие «машина» как устройство, служащее для преобразования энергии, материалов и информации. По своему назначению машины подразделяются на:

- энергетические машины;
- технологические (рабочие) машины;
- транспортные и грузоподъемные машины;
- информационные машины и др.

Энергетические машины служат для преобразования энергии из одного вида в другой, их можно подразделить на двигатели и рабочие машины. Примерами энергетических машин, с помощью которых возможно преобразование химической, электрической, тепловой, ветровой, солнечной и термической энергий в механическую, могут служить электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания (ДВС), турбины и другие двигатели, являющиеся источниками механической энергии. Компрессоры, насосы, электрогенераторы могут служить примерами рабочих энергетических машин, являющихся потребителями механической энергии, вырабатывая другие виды энергии. Основное свойство рабочих машин – потребление ими энергии, как правило, механической. Характерным примером рабочих технологических машин являются различные механические станки (фрезерные, токарные и т.п.). Примером транспортной машины может служить теплоход, автомобиль, транспортер, примером информационной машины – механические табло, указатели.

Рабочий процесс преобразования энергии характеризуется определёнными энергетическими показателями, например, давлением, температурой газов и т.п. Эти энергетические параметры, в свою очередь, характеризуют механические параметры машины, определяющие уровень механических напряжений в основных деталях машины, скорости, ускорения и т.п. Примерами механических характеристик машин являются зависимости крутящего момента вала двигателя от угловой скорости его вращения $M(\omega)$. В современных рабочих машинах и двигателях обычно имеется орган управления, перестановка которого меняет расход энергии и ведёт в свою очередь к изменению механических параметров. Это свойство изменения механических параметров машин при изменении положения управляющего органа и внешних воздействий характеризует управляемость и устойчивость, что обеспечивает возможность её приспособления к изменению внешних условий. Таким внешним воздействием на работу двигателя является изменение момента сопротивления рабочей машины, часто называемого механической нагрузкой. Для электрического генератора под нагрузкой понимают величину тока, определяющего механическую нагрузку в виде крутящего момента вала.

Важным свойством энергетических машин, связанным с управляемостью, является их обратимость, т.е. возможность изменения направления потока преобразуемой энергии. Например, при определенном изменении управляющих её параметров электрический двигатель, являющийся потребителем электрической энергии, превращается в генератор электрической энергии, отдавая её в сеть и потребляя механическую энергию. Важность этого свойства машин связана с возможностью рекуперации энергии, т.е. возвращения части обычно теряемой энергии, например при торможении машины, для повторного использования.

Для преобразования движений в машине существует система взаимосвязанных тел – звеньев, образующих механизм. Механизм – это часть машины, в которой рабочий процесс реализуется путем выполнения механических движений звеньев. Несмотря на значительную разницу в функциональном назначении механизмов, в их строении много общего. Задачей курса основ проектирования машин является раскрытие общих закономерностей в строении машин и механизмов и применение их при проектировании с целью улучшения ди-

намических качеств и экономичности расхода энергии. Принято различать два этапа синтеза. Первый – выбор структурной схемы машин и механизмов. Второй этап – определение постоянных параметров выбранной схемы механизмов, например, расчёт длин звеньев и передаточных отношений механизмов. Если требуется обеспечить заданные динамические свойства машины, то решается задача динамического синтеза, т. е. определение параметров, характеризующих распределение работ и энергий в цикле движения, определение необходимых масс и моментов инерции звеньев. Как правило, последующие расчеты деталей на прочность, их конструктивное оформление, выбор материалов и технологии, уже не могут существенно изменить основные свойства механизмов преобразования движений и экономичности расхода энергии машины. Вот почему очень важно на самом начальном этапе проектирования машины заложить в неё возможность достижения высоких показателей экономичности расхода энергии и динамических качеств, определяющих производительность и зависящих от кинематических свойств механизмов преобразования движений.

На практике мы часто встречаем сложные схемы механизмов, получаемые при объединении машин двигателей и рабочих машин. Такое объединение называется машинным агрегатом (МА). Принципиальная схема МА, показанная на рис. 1.1, включает двигатель 1, соединяемый передаточным механизмом 2 с рабочей машиной (РМ) 3. Более

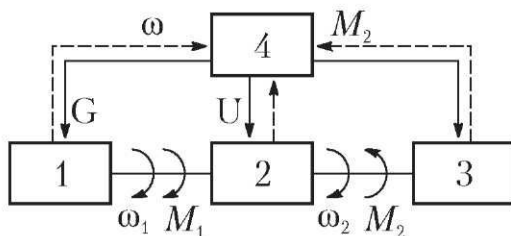


Рис. 1.1. Структурная схема машинного агрегата:

- 1 – двигатель; 2 – передаточный механизм; 3 – рабочая машина;
- 4 – управляющее устройство; ω , M – скорость вращения и крутящий момент вала; U – передаточное отношение между валами;
- G – расход энергии

детальное развитие схема, представленная рис.1.1 получит позже на рис. 1.2, 1.8 и 1.20.

Автоматическое управление МА осуществляется с помощью управляющего устройства (УУ), часто называемого регулятором 4, который в нашем примере (см. рис. 1.1) воздействует на двигатель 1 путём изменения расхода энергии G с целью изменения крутящего момента M_1 и регулирования скорости вращения его вала ω_1 . В первую очередь передаточный механизм 2 необходим в случае различия скоростей вращения валов двигателя 1 и рабочей машины 3 (РМ). С техническим прогрессом скорости вращения двигателей значительно увеличились, в то время как скорости (РМ) возросли не столь значительно, так как их рабочие органы контактируют с естественными природными материалами, свойства которых со временем мало изменились. В результате возникает необходимость применять передаточный механизм, например, редуктор, коробку передач и др. Роль передаточного механизма заключается в согласовании характеристик двигателя и рабочей машины с целью достижения оптимальных характеристик МА по критериям экономичности, быстродействия и производительности.

Современные машины, как правило, оснащаются системой управления режимами работы или скорости. Под режимом работы машины понимается сочетание основных механических параметров, однозначно определяющих производительность, расход энергии, напряжённое и тепловое состояние деталей и др. Из этих механических параметров часто выделяют нагрузку, под которой обычно понимают крутящий момент $M_{кр}$ вала машины, и скорость вращения того же вала ω (рис. 1.1). Комбинация двух этих режимных параметров практически однозначно определяет другие параметры машины, например, мощность

$$W = M_{кр} \omega.$$

Режим работы МА может быть рассчитан наложением механических характеристик (зависимостей крутящего момента $M_{кр}$ двигателя и РМ от скорости ω). Обычно при этом пренебрегают их колебаниями относительно среднего значения, т.е. рассматривают пересечение квазистационарных характеристик при $\omega = \text{const}$. Среди режимов работы выделяют номинальный, близкий к режиму максимальной

мощности и экономичности, а также режим холостого хода, при котором нагрузка отсутствует ($M_{кр} = 0$), причём, скорость вращения принимает максимальное ω_{max} или минимальное значение ω_{min} .

В основе принципа работы системы управления МА лежит осуществление прямого воздействия на орган управления машиной и определение реакции на это воздействие – так называемой обратной связи. Обратная связь, показанная на рис. 1.1. пунктиром реализуется при помощи специального датчика, передающего информацию о текущей скорости вращения ω_1 вала 1 двигателя регулятору 4. Например, в дизельном ДВС в качестве УУ подачи топлива G используется топливный насос регулируемой производительности, оснащённый центробежным регулятором скорости ω_1 . Более подробно они будут рассмотрены позже. Управляя скоростью вращения вала ω_1 двигателя, тем самым управляют и скоростью движения машины. Например, управление ω_1 вала судового двигателя (рис. 1.2) осуществляется с помощью механического регулятора,

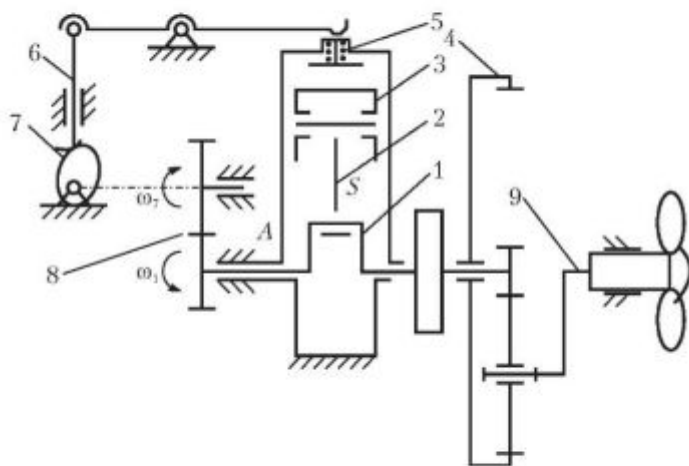


Рис. 1.2. Структурная схема силового агрегата судового двигателя: 1 – коленчатый вал с маховиком, соединённый зубчатой передачей 8 с кулачковым валом 7; 2 – шатун; 3 – поршень, 4 – планетарный редуктор, 5 – клапан с пружиной, 6 – толкатель, соединённый рычагом с клапаном, 9 – винт

воздействующего на подачу топлива G в цилиндр ДВС. Однако управление машинами по расходу энергии часто практикуется на основе предварительной информации о характеристиках машин, полученных экспериментальным или расчётным путём. Например, на рис. 1.2 показана структурная схема силового агрегата судового двигателя, в котором система управления воздухоподачей осуществляется клапанами 5 ДВС с помощью кулачкового вала 7, связанного с коленчатым валом 1 зубчатой передачей 8. Рабочий процесс в цилиндре ДВС осуществляется подачей топлива и открытием и закрытием клапанов, оптимальные фазы движения которых выявляются путем экспериментальных испытаний на стенде.

1.2. Функциональные элементы машинного агрегата

1.2.1. Структура механизмов

Классификация механизмов может быть основана на их функциональных свойствах преобразования или движений. В этом случае имеет смысл говорить о ведущем или входном звене, служащим источником движения остальных звеньев. Такое звено также часто называют начальным в том смысле, что скорость его задается в начале расчета и служит для определения скоростей других звеньев. С выходным звеном обычно связан рабочий орган. В технологических машинах рабочим или исполнительным органом называется звено, выполняющее движение с целью изменения формы или размеров обрабатываемой детали (материалов).

Двигатель как правило соединяется с рабочей машиной передаточным механизмом. Например, планетарный зубчатый редуктор 4, движение колёс которого наводит движение планет, изображённый на рис. 1.2, соединяет вал 1 ДВС и выходной вал винта 9, являющегося рабочим органом. Зубчатый редуктор 8 соединяет ведущий вал 1 и ведомый кулачковый вал 7 привода клапанов 5. Если соединяемые передаточным механизмом звенья совершают вращательные движения, то его характеристикой является передаточное отношение, равное отношению скоростей вращения валов. Поэтому передаточное отношение равно про-

изводной угловой координаты выходного звена ϕ_7 по координате входного звена ϕ_1

$$U_{71} = \frac{d\phi_7}{d\phi_1} = \frac{1}{U_{17}} = \frac{\omega_7}{\omega_1} < 0$$

Первый индекс передаточного отношения U_{71} соответствует индексу скорости ω_7 , стоящей в числителе отношения, второй – скорости ω_1 , стоящей в знаменателе. Знак передаточного отношения определяется знаком производной, положительный знак соответствует одинаковому направлению скоростей вращения ведущего и ведомого зубчатых колес, наименьшее из которых называют шестерней. Примером простейшего редуктора является зубчатая передача, состоящая из двух вращающихся вокруг осей зубчатых колес 1 и 2 (рис. 1.3). Постоянное передаточное отношение редуктора

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{const} \rightarrow \frac{R_2}{R_1} \dots = \frac{z_2}{z_1},$$

определяемое отношением радиусов R или чисел зубьев колес z , забывая о знаке, часто называют передаточным числом. В коробке передач можно реализовать несколько различных передаточных отношений, меняя зубчатые колёса, находящиеся в зацеплении.

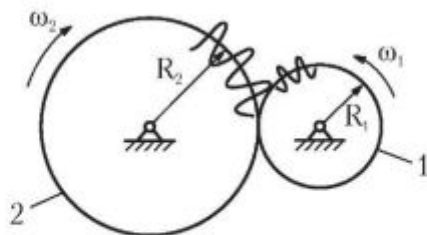


Рис. 1.3. Зубчатый механизм с постоянным передаточным отношением (редуктор):
1 – шестерня, 2 – зубчатое колесо

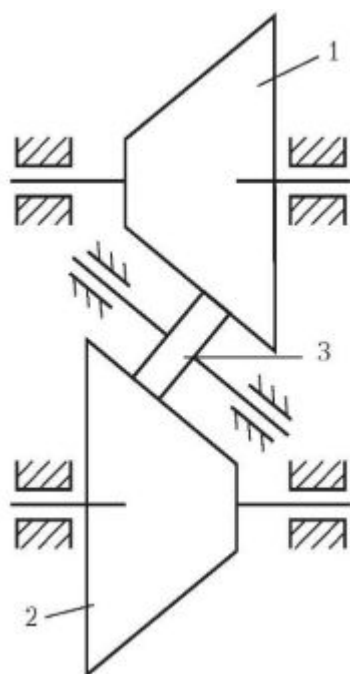


Рис. 1.4. Фрикционный вариатор с изменяемым передаточным отношением:
 1, 2 – конические колеса,
 3 – ролик

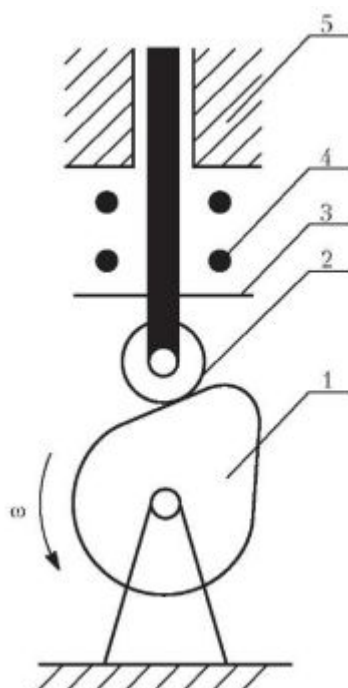


Рис. 1.5. Структурная схема кулачкового механизма:
 1 – кулачок, 2 – ролик,
 3 – толкатель, 4 – пружина,
 5 – стойка

На рис. 1.4 приведен пример передаточного механизма с изменяемым передаточным отношением – фрикционный вариатор, который позволяет плавно менять передаточное число путем перемещения органа управления – управляющего ролика 3. Конические колеса 1 и 2 гладкие и передача движения между ними осуществляется за счет трения.

Двигатель и рабочая машина также часто имеют в своем составе механизмы. Например, в ДВС, изображённом на рис. 1.2, можно увидеть кулачковый механизм газораспределения, предназначенный для открытия клапанов 5 при газообмене в цилиндре. На рис. 1.5 представлена структурная схема кулачкового механизма, который преобразует вращательное движение кулачка 1 в поступательное движение толкателя 3. Для снижения трения и износа кулачка 1 тол-

катель 3 снабжен роликом 2. Непрерывный контакт кулачка и ролика толкателя обеспечивается силовым замыканием с помощью пружины 4, установленной с предварительной деформацией между толкателем 3 и стойкой 5.

Кривошипно-ползунный механизм поршневого ДВС служит для преобразования поступательного движения поршня 3 во вращательное движение коленчатого вала 1, как показано на рис.1.2 и 1.6. Этот механизм состоит из кривошипа (коленчатого вала) 1, шатуна 2, ползуна (поршня) 3 и неподвижного звена или стойки.

Кинематическими характеристиками механизмов являются передаточные функции, которые можно получить путем дифференцирования функций положений звеньев. Первая производная функции положения по обобщенной координате называется кинематической передаточной функцией первого порядка или аналогом скорости. Например, скорость точки В поршня кривошипно-ползунного механизма (см. рис. 1.6) может быть представлена в виде произведения

$$V_B = \frac{dS_B}{dt} = \frac{dS_B}{d\varphi_1} \omega_1 = V_q \omega_1,$$

где S_B , V_B – перемещение и скорость точки В; φ_1 – угловая координата начального звена 1 и её производная по времени $\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$ – угловая скорость; $V_{qB} = \frac{dS_B}{d\varphi_1}$ –

первая передаточная функция или аналог скорости точки В.

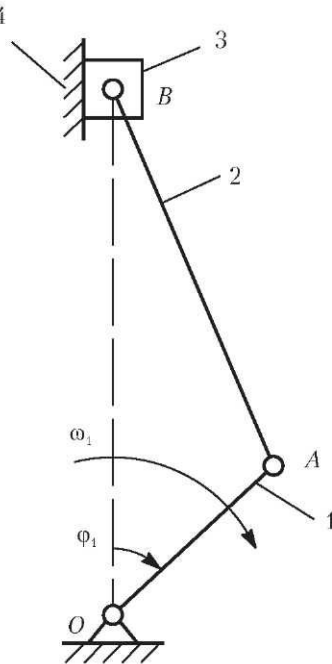


Рис. 1.6. Кривошипно-ползунный механизм:
1 – кривошип; 2 – шатун;
3 – ползун; 4 – стойка

Ускорение a_B точки B получают дифференцированием скорости V_B по времени. Учитывая, что первая передаточная функция не зависит явно от времени, дифференцирование произведения $V_B = V_{qB}\omega_1$ проводится по правилам сложной функции

$$a_C = \frac{d}{dt} \left(\frac{dS_B}{d\varphi_1} \omega_1 \right) = \frac{d^2 S_B}{d\varphi_1^2} \omega_1^2 + \frac{dS_C}{d\varphi_1} \varepsilon_1 = a_{qB} \omega_1^2 + V_{qB} \varepsilon_1,$$

где $\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt}$ – угловое ускорение входного звена 1 (см. рис. 1.6);

$a_{qB} = \frac{d^2 S_B}{d\varphi_1^2}$ – вторая передаточная функция или аналог ускоре-

рения точки B .

Для механизмов (см. рис. 1.5 и 1.6) аналог скорости V_q имеет переменное значение, зависящее от положения ведущего звена φ_1 . Если число так называемых обобщённых координат φ , однозначно определяющих положение, а следовательно, и движение (скорости и ускорения) звеньев, равно единице, то степень подвижности механизма $w = 1$.

Структурная формула для определения числа степеней свободы (подвижности) w плоских механизмов впервые была предложена П. Л. Чебышевым

$$w = 3n - 2p_n - p_v,$$

где p_n – число низших кинематических пар, осуществляющих контакт звеньев по поверхности и ограничивающих два относительных перемещения звеньев на плоскости, p_v – число высших пар, осуществляющих контакт звеньев в точке или по линии и ограничивающих одно относительное перемещение звеньев, n – число подвижных звеньев механизма, имеющих три возможных движения на плоскости.

Твердые тела, совершающие свободные движения в пространстве, имеют число степеней свободы $w = 6$. Подвижное соединение двух звеньев – кинематическая пара, всегда имеет $w < 6$, меньшее на число ограничений, накладываемым видом кинематической пары. В табл. 1.1 приведены основные виды кинематических пар, подразделяющиеся по числу подвижностей составляющих их звеньев. Одноподвижные кинематические пары с $w = 1$ представлены тремя

видами. Во вращательной кинематической паре звенья совершают относительное вращательное движение, в винтовой паре – винтовое движение, в котором осевое перемещение и вращательное движение связаны между собой. В поступательной кинематической паре звенья совершают прямолинейное поступательное движение. Эти три вида одноподвижных пар наиболее распространены в технике. Видов двухподвижных кинематических пар несколько, но наибольшее применение в технике имеет цилиндрическая кинематическая пара, в которой возможны два независимых относительных движения звеньев: поступательного прямолинейного по оси и вращения вокруг оси пары. Трехподвижная кинематическая пара представлена в табл. 1.1 в одном из возможных вариантов – так называемой сферической пары, в которой звенья совершают независимые вращения вокруг трех осей координат. Линейная и точечная кинематические пары представляют варианты оформления четырех и пяти подвижных кинематических пар.

К низшим кинематическим парам следует отнести поступательную, вращательную, винтовую, цилиндрическую и сферическую кинематические пары, т.е. все кинематические пары, в которых соприкосновение звеньев происходит по поверхности или плоскости. Поэтому низшие кинематические пары способны выдерживать более высокие нагрузки, чем высшие кинематические пары, представленные в табл. 1.1 линейной и точечной кинематическими парами.

Число степеней свободы пространственного механизма можно определить по формуле

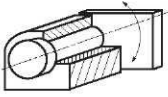
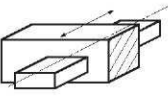
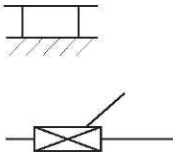
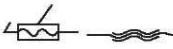
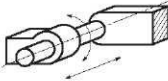
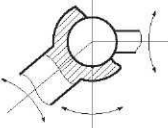
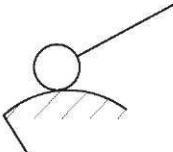
$$w = 6 - (5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5),$$

где p_1, p_2, \dots, p_5 – число кинематических пар с $w = 1, 2, \dots, 5$.

При анализе числа степеней свободы механизма w не следует забывать, что накладываемые кинематическими парами связи не должны дублировать друг друга. Такие дублирующие связи называют избыточными, так как удаление их из механизма не вызывает реального повышения w . Избыточные связи могут быть получены при проектировании, т.е. назначении вида пар плоского механизма. Наличие их может привести к статической неопределимости реакций в кинематических парах и не контролируемой расчетом

Таблица 1.1

Основные виды кинематических пар

Вид пары	Схема пары и степень ее подвижности ω	ω	Условные обозначения пары на схемах
Вращательная		1	
Поступательная		1	
Винтовая		1	
Цилиндрическая		2	
Сферическая		3	
Линейная		4	
Точечная		5	

нагрузке без учета упругой податливости звеньев. Поэтому от избыточных связей, число которых подсчитывается по формуле

$$q = \omega - 6n + (5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5),$$

обычно стараются освободиться. Однако для повышения жесткости механизма их иногда вводят специально. Примером такой статически неопределимой конструкции может служить многоопорный коленчатый вал ДВС.

Возможны случаи, например, кулачкового механизма (см. рис. 1.5) с толкателем, снабженным роликом, для которого расчет числа степеней свободы дает $\omega > 1$, тогда как реальное $\omega = 1$. Ролик используется для снижения трения и его вращение не влияет на поступательное движение толкателя. Такая подвижность называется пассивной и благоприятно влияет на возможность снижения износов. Пассивная подвижность часто используется для «самоустановки» звеньев, снижения неравномерности нагрузки и износов кинематических пар.

Большинство механизмов, применяемых в технике, имеют одну степень свободы. Примером механизма с $\omega = 2$ может служить механизм дифференциала автомобиля. Механизмы с тремя и более степенями свободы свойственны манипуляторам, число степеней свободы которых равно числу независимых приводов (двигателей).

1.2.2. Характеристики энергетических и рабочих машин

1.2.2.1. Характеристики тепловых двигателей

Паровая и газовая турбины

Первым промышленным двигателем была паровая машина. В паровой турбине используется пар высокого давления, потенциальная энергия которого превращается в механическую работу при его расширении на лопатках, закрепленных на вращающемся валу. В газовой турбине, аналогично паровой, энергия газов после сгорания топлива в камере сгорания преобразуется на лопатках. Воздух в камере сгорания подается лопаточным компрессором. Эконо-

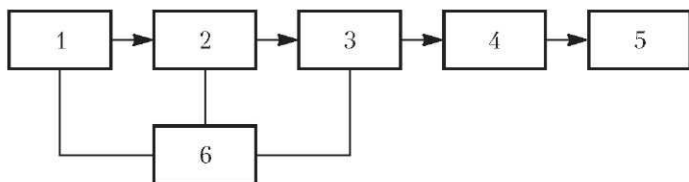


Рис. 1.7. Схема передачи энергии в карьерном самосвале БЕЛАЗ, газотурбовозе и тепловозе:

- 1 – тепловой двигатель, 2 – электрогенератор,
 3 – электродвигатель, 4 – редуктор, 5 – ведущие колёса,
 6 – объединенный регулятор скорости и нагрузки

мичность расхода энергии газовой турбины обычно ниже ДВС, но газовая турбина получила широкое использование в авиации из-за небольшой массы и габаритных размеров при высокой мощности.

При использовании турбин на наземных транспортных машинах размеры передаточного механизма из-за высоких скоростей вращения роторов становятся неприемлемо большими. Поэтому часто идут на создание сложного МА (рис. 1.7), в котором в качестве передаточного устройства применяют электрический генератор и электродвигатель. Значительным преимуществом такой схемы передачи энергии является легкость управления МА в электрическом контуре электрогенератор – электродвигатель.

Двигатели внутреннего сгорания

Из-за низкого расхода топлива получили широкое распространение ДВС, преобразующие химическую энергию топлива при сгорании его в его цилиндре. Движением вверх поршня \mathcal{Z} кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.8,а) производится сжатие горючей смеси или воздуха. В конце сжатия близко к верхней мертвой точке (ВМТ) поршня начинается процесс сгорания, и при движении поршня вниз осуществляется расширение (рабочий ход) с совершением полезной работы. В двухтактном ДВС полный цикл работы соответствует одному обороту кривошипа $\phi_{\text{цикла}} = 2$, открытием клапанов около нижней мертвой точки (НМТ) начинается газообмен: процесс выпуска продуктов сгорания, затем процесс наполнения цилиндра. Изменение давления в цилиндре p и работа четырехтактного ДВС иллюс-

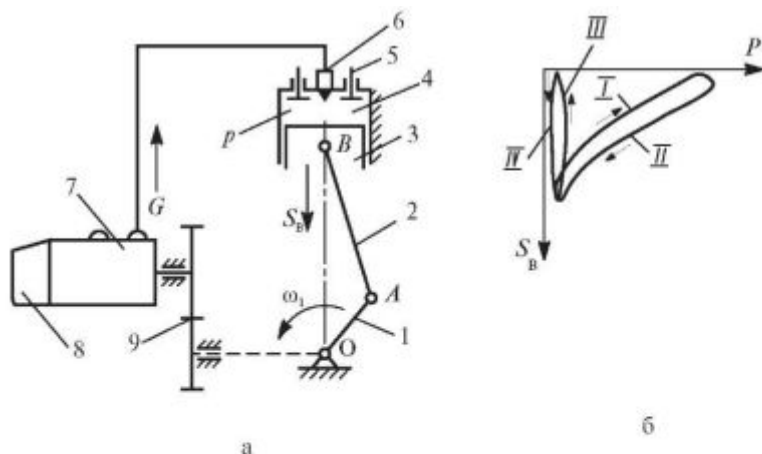


Рис.1.8. Схема дизельного ДВС (а) и индикаторная диаграмма (б):

1 – коленчатый вал; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – цилиндр; 5 – клапан; 6 – топливная форсунка; 7 – топливный насос высокого давления (ТНВД); 8 – регулятор скорости ω_1 коленчатого вала 1; 9 – редуктор привода; S_B – перемещение поршня 3; p – давление в цилиндре 4; I – сжатие; II – рабочий ход; III – выпуск; IV – всасывание

трировано индикаторной диаграммой $p(S_B)$ на рис. 1.8,б, где имеют место такты: I – сжатие; II – рабочий ход (сгорание, расширение); III – выпуск газов; IV – всасывание. Сжатие и рабочий ход осуществляются за два хода поршня ($H = 2L_{\text{ОЛ}}$ – максимальное перемещение поршня вверх и вниз; угол $\phi = 2\pi$). Газообмен в цилиндре 4-х тактного ДВС и полный цикл работы осуществляются за два оборота коленчатого вала $\phi_{\text{цикл}} = 4\pi$ с помощью кулачковых валов, связанных с коленчатым валом редуктором с передаточным числом $U = 2$ (см. рис. 1.2 и 1.8).

Схема многоцилиндрового ДВС выбирается таким образом, чтобы обеспечить равномерное чередование рабочих циклов разных цилиндров. Диаграммы работ отдельных цилиндров накладываются друг на друга со сдвигом фаз

$\Theta = \frac{\Phi_{\text{цикл}}}{i}$, определяемым числом цилиндров i . Площадь внутри индикаторной диаграммы (см. рис. 1.8,б) характеризует работу за цикл. Одновременно индикаторная диаграмма относительно линии атмосферного давления является и диаграммой сил, действующих на поршень. Поскольку в такте расширения при движении поршня вниз работа

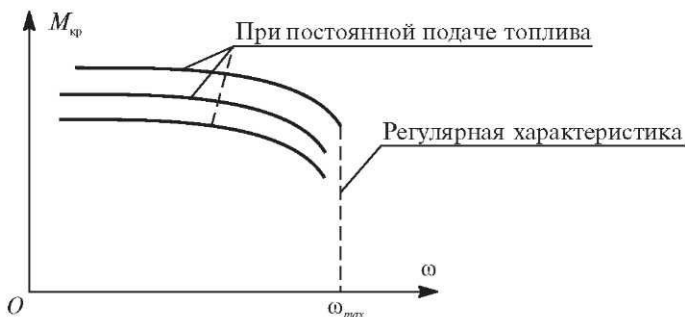


Рис. 1.9. Механическая характеристика дизеля:

$M_{кр}$ – крутящий момент; ω , ω_{max} – текущая и максимальная скорости вращения вала

сил давления в цилиндре положительна и превышает отрицательную работу при движении поршня вверх в такте сжатия, то общая сумма работ сил давления за цикл положительна и сила давления газов на поршень является движущей. Индикаторные диаграммы ДВС определяются не только числом тактов, но также типом рабочего процесса: бензиновый ДВС с искровым зажиганием рабочей смеси в цилиндре или дизельный двигатель с самовоспламенением топлива, впрыскиваемого в цилиндр форсункой в конце такта сжатия воздуха с помощью топливного насоса высокого давления (ТНВД).

Схема механизмов дизеля показана на рис. 1.8, механическая характеристика представлена на рис. 1.9. Его работу обеспечивают следующие системы:

- система питания топливом низкого давления из бака;
- система питания топливом высокого давления – (ТНВД);
- система охлаждения двигателя;
- система смазки;
- система газораспределения (кулачковые распределительные валы);
- регулятор скорости, который осуществляет изменение подачи топлива G через форсунку в зависимости от скорости вращения коленчатого вала ω ;
- система турбонадува, которой часто оснащаются современные дизели, она позволяет повысить мощность и экономичность расхода энергии. Турбокомпрессор включает расположенные на одном валу газовую турбину, исполь-

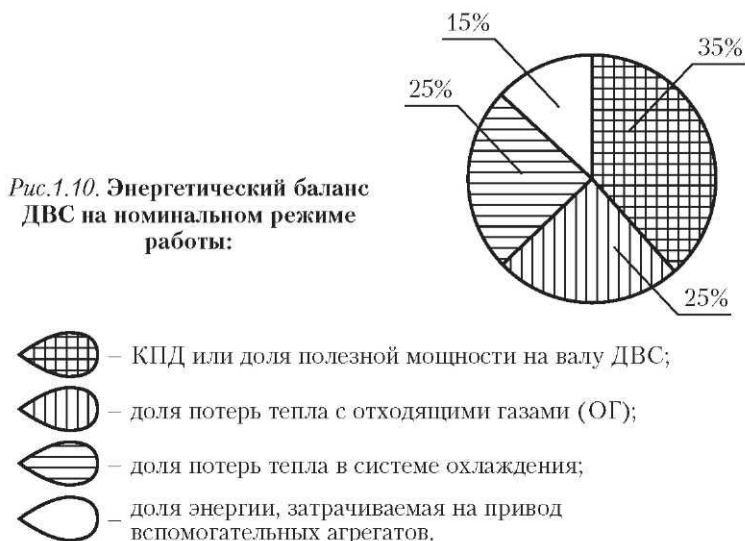
зующую энергию отходящих газов, и компрессор, который сжимает воздух, поступающий в цилиндр ДВС.

Преимущества дизельного ДВС:

- автономность, так как используется энергия жидкого топлива;
- высокая экономичность расхода топлива;
- надежность и хорошее соотношение $\frac{\text{мощность}}{\text{вес}}$;

В настоящее время получают распространение дизель-электрические агрегаты (ДЭА) – комбинированные двигатели, обладающие повышенной экономичностью на неустановившихся режимах работы за счёт рекуперации энергии при торможении.

Бензиновый ДВС имеет меньшую массу и стоимость по сравнению с дизелем, но экономичность его ниже. Наиболее экономичным тепловым двигателем является дизельный ДВС, максимальный КПД которого достигает 0,35. Энергетический баланс дизеля, характеризующий распределение энергии топлива, показан на рис. 1.10. Площадь круга диаграммы пропорциональна химической энергии топлива, принимаемой за 100%, а площади отдельных сегментов – долям использования этой энергии топлива.



Экономичность машин с тепловым двигателем резко падает при снижении используемой мощности в эксплуатации. КПД теплового двигателя может быть повышен за счет применения теплофикационного цикла – использования тепловой энергии отходящих газов и пара для технических нужд.

1.2.2.2. Характеристики электродвигателей

Асинхронный двигатель

Схема трехфазного электродвигателя переменного тока с короткозамкнутым ротором показана на рис. 1.11. Его отличает: простота устройства и эксплуатации, низкая стоимость, высокие надежность и экономичность расхода энергии. Однако электрическая энергия часто производится с помощью тепловых двигателей, поэтому её стоимость гораздо выше энергии, заключённой в топливе, используемом ДВС.

Принцип действия асинхронного двигателя основан на том, что обмотки статора 1, питаемые трехфазным током, создают вращающееся со скоростью $\omega_{\text{стп}}$ магнитное поле, которое пересекает проводники ротора 2, на которые действует крутящий момент $M_{\text{кр}}$. Однако, этот момент является движущим $M_{\text{кр}} = M_{\text{дв}} > 0$ до тех пор, пока угловая скорость

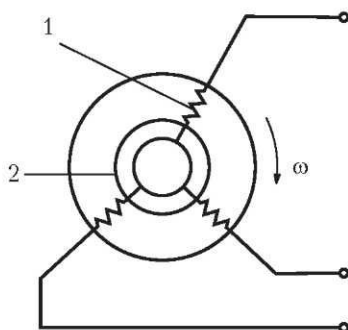


Рис. 1.11. Схема асинхронного электродвигателя:
1 – обмотки статора; 2 – ротор

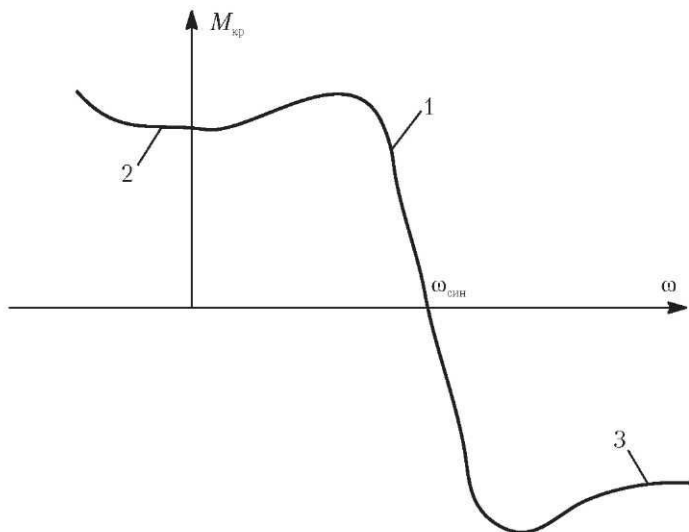


Рис 1.12. Статическая характеристика асинхронного ЭДВ:
 1 – область работы двигателя; 2 – область противовключения;
 3 – область работы электрогенератора

ротора $\omega < \omega_{син}$. При $\omega = \omega_{син}$ двигатель работает на холостом ходу с $M_{кр} = 0$.

Статическая характеристика (рис. 1.12) асинхронного электродвигателя может быть описана в виде

$$M_{д} = \frac{2M_{крит}}{\frac{S}{S_{крит}} + \frac{S_{крит}}{S}}; S = \frac{\omega_{син} - \omega}{\omega_{син}},$$

где $M_{кр}$, ω – крутящий момент и угловая скорость ротора; $\omega_{син}$ – синхронная скорость; $M_{крит}$, $S_{крит}$ – критические момент и скольжение при $M_{кр} = M_{крит}$.

Асинхронный двигатель может работать в различных режимах:

1) в режиме двигателя, в котором крутящий момент $M_{кр}$ и скорость вращения ротора ω имеют одинаковые направления $0 < \omega < \omega_{син}$. Двигатель потребляет энергию из сети и создаёт движущий момент $M_{кр} = M_{дв} > 0$;

2) в режиме противовключения, который образуется путем переключения двух обмоток при неизменной скорости

вращении ротора ω . При этом направление вращения магнитного поля меняется и возникает момент сопротивления $M_{\text{сопр}} = M_{\text{кр}} < 0$;

3) в режиме электрогенератора, где скорость вала превышает синхронную скорость магнитного поля $\omega > \omega_{\text{син}}$, а крутящий момент ротора $M_{\text{кр}}$ направлен в сторону, обратную скорости вала, и представляет собой момент сопротивления вращению $M_{\text{кр}} = M_{\text{сопр}} < 0$. При этом движущий момент необходимо приложить к валу извне. В данном режиме торможения двигателем вырабатывается электроэнергия, которая отдается в сеть. Это положительное качество – обратимость машины из двигателя в генератор у асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором не легко использовать из-за трудности его включения в систему управления.

4) на холостом ходу при $\omega_{\text{хх}} = \omega_{\text{син}}$ и $M_{\text{кр}} = 0$.

Номинальный режим двигателя выбирается на линейном участке характеристики, которую можно описать уравнением

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{дв}} = a - b\omega \quad \text{или} \quad \omega = \omega_{\text{син}} - \frac{M_{\text{дв}}}{b}$$

где a и b – постоянные коэффициенты.

Электродвигатель постоянного тока

Электрическая машина постоянного тока может работать в двух режимах: двигательном или генераторном. Электрическая схема с выделенным $U_{\text{об}}$ – напряжением на обмотке возбуждения, с помощью которого она включается в систему управления, показана на рис. 1.13. Соединение обмотки возбуждения, которая создаёт магнитный поток, может

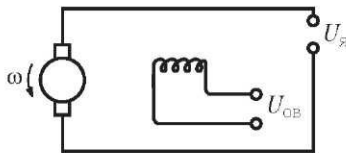


Рис. 1.13. Электрическая схема электродвигателя постоянного тока:

$U_{\text{об}}$ – напряжение на обмотке возбуждения; $U_{\text{я}}$ – напряжение питания якоря ЭДВ; ω – скорость вращения вала

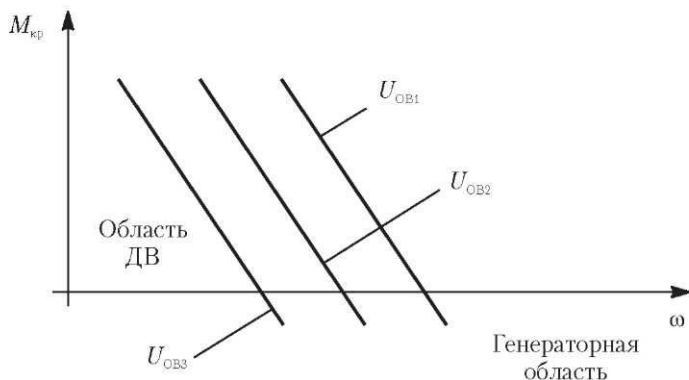


Рис. 1.14. Характеристика электродвигателя с независимым возбуждением:

ω – скорость вращения вала; $M_{кр}$ – крутящий момент;
 $U_{об}$ – напряжение на обмотке возбуждения

быть параллельным обмотке якоря, последовательным или комбинированным. Механическая характеристика изображена на рис. 1.14 и имеет следующие области работы:

- в режиме электродвигателя (ЭДВ), который потребляет энергию из сети и создаёт движущий момент $M_{кр} = M_{дв} > 0$, совпадающий со скоростью вращения ротора ω ;
- в тормозном режиме.

В генераторном режиме, или режиме рекуперативного торможения, крутящий момент направлен в сторону, обратную скорости вала ω , и представляет собой момент сопротивления вращению $M_{кр} = M_{сопр} < 0$. При этом движущий момент необходимо приложить к валу извне. В данном режиме торможения двигателем вырабатывается электроэнергия, которая может быть использована для рекуперации энергии при торможении двигателем. Примерами рекуперативного торможения являются:

- быстрый спуск груза на кране, когда двигатель включён в направлении спуска;
- перевод машины с большей скорости на меньшую, когда запасённая кинетическая энергия «перекачивается» в аккумулятор или обратно в сеть.

Режим работы противовключением получается в результате мгновенного переключения обмоток двигателя на противоположное вращение, при этом электрическая машина

потребляет мощность из электрической сети и механическую мощность с вала. Например:

- спуск груза на кране, когда его момент превышает момент двигателя и якорь вращается в обратную сторону;
- ускоренный принудительный останов шпинделя токарного станка для съёма, установки или измерения детали за счёт переключения двигателя на обратное вращение.

Статическая характеристика двигателя описывается линейным уравнением,

$$\omega = \omega_{\text{хх}} - \frac{M_{\text{кр}}}{b},$$

где коэффициент пропорциональности $b = \frac{R}{(k\Phi)^2}$;

R – сопротивление; k – константа; Φ – магнитный поток;

$\omega_{\text{хх}} = \frac{U_{\text{я}}}{k\Phi}$ – скорость вращения холостого хода $M_{\text{кр}} = 0$.

Напряжение питания якоря $U_{\text{я}} = E + IR$ связано с током в цепи якоря I и электродвижущей силой $E = k\Phi\omega$.

Следует отметить удобство управления, при котором происходит обратимость электрической машины с независимым возбуждением из двигателя в генератор путём изменения напряжения на обмотке возбуждения $U_{\text{ов}}$. Применение одной и той же машины и как двигателя, и как генератора позволяет повысить экономичность на неустановившихся режимах, полезно используя запас кинетической энергии при торможении машины. Процесс «перекачки» энергии электрогенератором в аккумулятор при торможении машины и, наоборот, из аккумулятора в ЭДВ при разгоне или установившемся движении является примером рекуперации энергии.

1.2.2.3. Характеристики гидравлического привода машин

Системы автоматики, использующие гидравлическую энергию, могут содержать следующие элементы: 1 – гидроаккумулятор; 2 – механизм управления, позволяющий отключать или менять направление движения (реверсирование) потока жидкости; 3 – рабочий орган (поршень гидроцилиндра); 4 – исполнительный механизм (гидро-

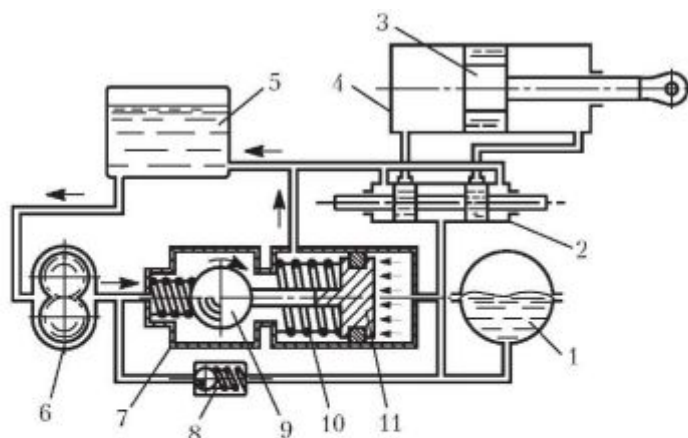


Рис. 1.15. Схема гидравлического привода:

1 – гидроаккумулятор; 2 – золотник; 3 – рабочий орган исполнительного механизма 4; 5 – бак; 6 – насос; 7 – разгрузочный клапан; 8 – обратный клапан; 9 – шариковый клапан; 10 – пружина; 11 – поршень разгрузочного клапана

цилиндр); 5 – бак; 6 – гидравлический насос. Схема гидравлического привода с питанием от гидроаккумулятора показана на рис. 1.15. Шестерёнчатый насос 6 приводится во вращение от двигателя (не показан на схеме) и питается маслом из бака 5. Питание гидроцилиндра 4 осуществляется с помощью обратного клапана 7, пропускающего масло от насоса под давлением в гидроаккумулятор и сохраняющего давление в нём и при открытии разгрузочного клапана 7. Управление перемещением поршня 3 исполнительного механизма 4 осуществляет механизм управления потоком жидкости 2 (золотник), перемещение которого влево сообщает левую полость гидроцилиндра 4 с гидроаккумулятором 1, а правую полость гидроцилиндра 4 с баком 5, что вызывает перемещение поршня 3 вправо, т.е. в обратную сторону движения золотника 2. И наоборот, перемещение золотника 2 вправо вызывает перемещение поршня 3 исполнительного механизма 4 влево. Величина давления в гидроаккумуляторе 1 задаётся предварительной деформацией пружины 9 разгрузочного клапана 6.

После того как давление в гидроаккумуляторе 1 при израсходовании жидкости упадет до нижнего допустимого предела, шариковый клапан 9 перемещается вправо и закры-

вается, происходит подзарядка давлением гидроаккумулятора от насоса 6. Как только давление достигнет требуемой величины, поршень 11 разгрузочного клапана 7, преодолевая усилие пружины 10, открывает шариковый клапан 9. Нагнетательная полость насоса 6 соединяется сливной магистралью с баком 5 и происходит разгрузка насоса 6. Так как при открытом разгрузочном клапане 7 насос 6 работает вхолостую, то он практически не потребляет энергии. Система с гидроаккумулятором имеет более высокий КПД, чем гидросистема с насосом постоянной производительности и управлением перепуском сжатой жидкости в бак.

1.2.2.4. Характеристики рабочих машин

Роторные рабочие машины

В рабочих машинах процесс совершается за счет подвода механической работы (энергии) от двигателя. Наибольшей простотой отличаются роторные машины, которые (рис. 1.16) используются в качестве рабочего органа лопатки (гребные винты судов, осевые компрессоры и насосы, гидротормозы и т.п.).

Момент сопротивления $M_{\text{сопр}} = k\omega^n$ роторных машин (см. рис. 1.16) является функцией скорости вала ω , где: k – коэффициент; $n > 1$ – показатель степени. Крутизна характеристики $\frac{\partial M_{\text{сопр}}}{\partial \omega} = f(\omega)$ зависит от угла наклона лопасти β к оси вращения винта. Это явление используется в винтах регулируемого шага, в которых можно получить семейство кривых разной производительности при различных наклонах β .

Поршневые компрессоры и насосы

Поршневые компрессоры и насосы используются для сжатия рабочих тел. Принципы их работы похожи, но отличия заключаются в рабочем теле. У компрессоров рабочим телом являются газы, обладающие значительной сжимаемостью, у насосов – жидкости, сжимаемостью которых можно пренебречь. Управление производительностью осуществляется перепуском рабочего тела на впуск или изменением скорости вращения вала. В качестве механизма

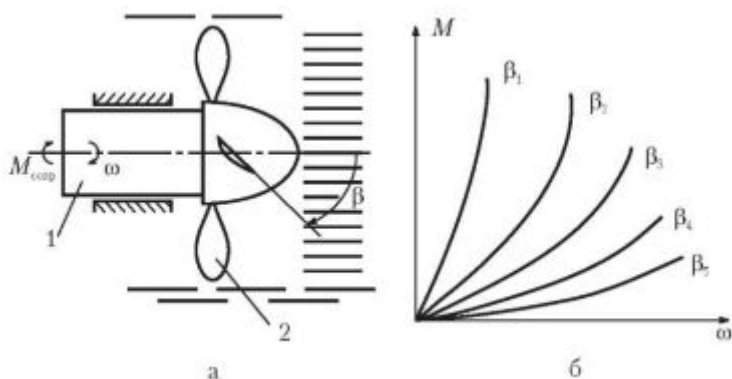


Рис. 1.16. Схема (а) и характеристики (б) винта регулируемого шага:
1 – вал; 2 – лопасть винта

поршневых насосов и компрессоров используется кривошипно-ползунный (см. рис.1.5). Процессы в одноступенчатых компрессорах и насосах осуществляются за один оборот кривошипа в два такта.

1. Сжатие, когда при движении поршня вверх оба самодействующих клапана закрыты. При достижении рабочего давления автоматически открывается выпускной клапан и газы из цилиндра вытесняются в ресивер. Работа за цикл сжатия отрицательна.

2. Всасывание, когда при движении поршня вниз сначала происходит снижение давления в мёртвом пространстве цилиндра, а затем под действием разрежения открывается всасывающий клапан и происходит заполнение цилиндра. При давлении ниже атмосферного будет преодолеваться сила сопротивления и затрачиваться работа, которая имеет отрицательный знак, определяемый косинусом угла давления 180° между силой давления и скоростью поршня.

Плунжерный топливный насос высокого давления регулируемой производительности с управлением от ЭВМ

Плунжерный топливный насос высокого давления (ТНВД) регулируемой производительности применяется для впрыскивания топлива через форсунку в цилиндр дизеля как было показано на (см. рис. 1.8.). Такой насос

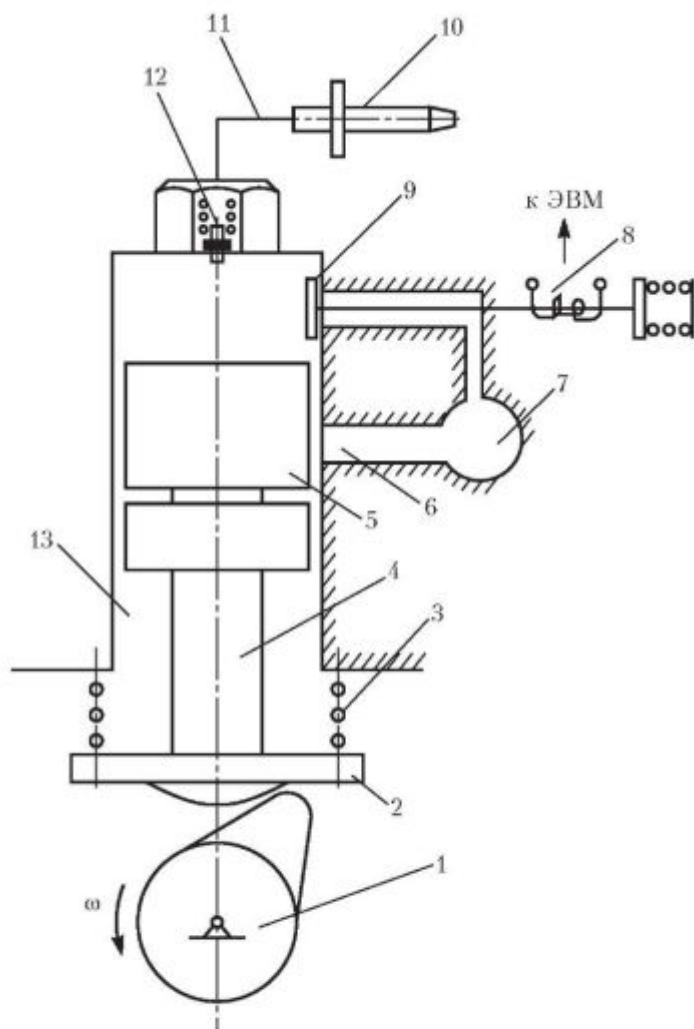


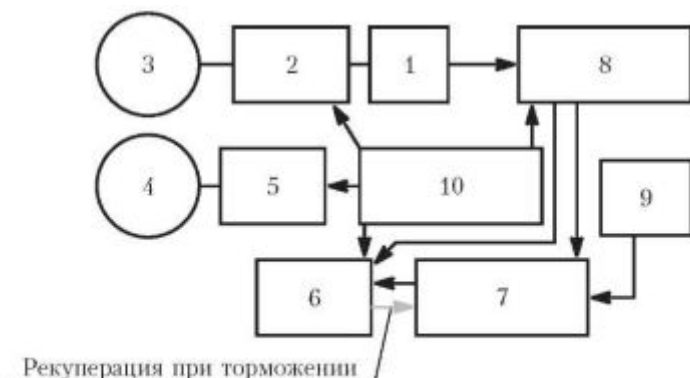
Рис. 1.17. Топливный насос высокого давления ТНВД дизеля:
 1 – кулачок; 2 – толкатель; 3 – пружина; 4 – плунжер; 5 – отсечная кромка плунжера; 6 – отсечное отверстие гильзы; 7 – полость низкого давления; 8 – электромагнитный клапан (ЭМК); 9 – отверстие (ЭМК); 10 – форсунка; 11 – трубопровод; 12 – запорный клапан, 13 – гильза

(рис. 1.17) состоит из корпуса с полостью, заполняемой топливом низкого давления $p = (5\div 6) \cdot 10^5$ Па. Внутри корпуса располагается связанный с коленчатым валом распределительный вал с числом кулачков 1, равным числу цилиндров. Толкатель 2 прижимается к кулачку 1 пружиной 3 и соединён с плунжером 4,двигающимся в гильзе 13, закрепленной в корпусе насоса. Внутри корпуса расположен управляемый микроЭВМ электромагнитный клапан (ЭМК) 8 с пружиной, который закрывает отверстие 9, сообщающее полость низкого давления 7 с надплунжерным пространством гильзы 13, где происходит сжатие топлива. В нижней части гильзы 13 выполнено отсечное отверстие 6, сообщающее полости высокого и низкого давлений, которое перекрывается плунжером 4 на части его хода. При движении плунжера 4 вниз полость высокого давления над плунжером заполняется топливом, поступающим из полости низкого давления 7.

В начальный период подъема плунжера 4 часть топлива вытесняется через нормально открытое отверстие 9 обратно в полость низкого давления. Когда (по сигналу ЭВМ) ЭМК 8 перекроет отверстие 9 в гильзе 13, давление топлива над плунжером 4 повышается и топливо под давлением $p = (200 \div 1000) \cdot 10^5$ Па поступает через трубопровод 11 и запорный клапан 12 к форсунке 10. При дальнейшем движении плунжера 4 вверх подача топлива в цилиндр продолжается до тех пор, пока отсечная кромка 5 плунжера 4 не откроет отсечное отверстие 6 в гильзе 13. В результате давление топлива в форсунке резко падает, подача топлива прекращается, несмотря на продолжающееся движение плунжера 4 вверх. Управление количества подаваемого топлива G в форсунку 10 достигается закрытием ЭМК 8 с помощью ЭВМ. Более простые ТНВД имеют механическое управление топливоподачей путём поворота плунжера, имеющего винтовую отсечную кромку 5.

1.2.2.5. Перспективные гибридные машины

В настоящее время ещё не выработано «классической» схемы электромобиля и выпускаются экспериментальные образцы машин. Схема машины, которую мы рассмотрим, является достаточно сложной, но обладает рядом преимуществ. Гибридный автомобиль по схеме рис. 1.18 может



*Рис.1.18. Принципиальная схема гибридного автомобиля:
 1 – ДВС; 2 – коробка передач; 3, 4 – колеса; 5 – редуктор;
 6 – обратимый электродвигатель – генератор; 7 – аккумулятор;
 8 – электрогенератор; 9 – устройство зарядки аккумулятора
 от внешней сети; 10 – управляющее устройство*

получать движение от электродвигателя, работающего от аккумулятора, заряжаемого от стационарной сети. По такой схеме работают самые простые электромобили, не обладающие значительной автономностью. Автомобиль может быть оснащен ДВС *1* малой мощности как для зарядки аккумулятора *7*, так и для привода колес *3*. Схема электромобиля с приводом колёс от электродвигателя (ЭДВ) позволяет использовать рекуперацию энергии при торможении путём перевода ЭДВ в генераторный режим для подзарядки аккумулятора.

Таким образом, гибридный автомобиль может быть использован при различных комбинациях основных элементов, управляемых от бортовых миниЭВМ. Его преимущество – высокая экономичность расхода энергии и низкая степень загрязнения атмосферы выхлопными газами ДВС, который служит в качестве резерва дополнительной мощности или для подзарядки аккумулятора при отсутствии электрической стационарной сети. Недосагатком этой машины является малонадежный тяжелый и дорогой электрический аккумулятор. Поэтому продолжают исследования по созданию более эффективных аккумуляторов энергии, классификация которых основывается на роде аккумулируемой энергии:

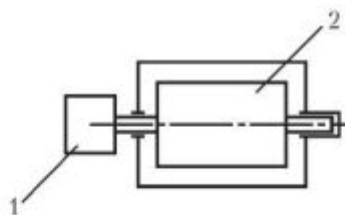


Рис. 1.19. Маховичный аккумулятор с электромотор-генератором:
1 – электромотор-генератор; 2 – маховик

- электрический аккумулятор;
- пневматический аккумулятор;
- гидравлический аккумулятор;
- механический аккумулятор (пружина);
- маховичный аккумулятор.

По величине удельного запаса энергии на единицу масса маховичный аккумулятор конкурирует с электрическим. Однако электрическая энергия предоставляет наибольшие удобства для использования потребителем. Поэтому целесообразно объединение маховичного аккумулятора с обратимым электрическим мотор-генератором, управляемым от ЭВМ (рис. 1.19). Запас механической энергии накапливается в маховике, выполненным из намотанной на вал ленты и вращающемся в вакууме для снижения механических потерь. Соединённый с валом мотор-генератор обеспечивает обмен энергии между маховиком и потребителем в наиболее удобной для последнего электрической форме энергии.

В настоящее время получают распространение дизель-электрические агрегаты (ДЭА), объединяющие дизельный двигатель и электродвигатель, у которых расход энергии в неустановившихся режимах на 15–20% ниже традиционных ДВС. На установившемся режиме ДЭА может работать как дизель или как электродвигатель, в режиме разгона используется суммарная мощность ДВС и электродвигателя, питаемого от аккумулятора. При торможении дизель отключается, а электродвигатель переводится в режим генератора для подзарядки аккумулятора. Повышение экономичности ДЭА объясняется снижением номинальной мощности ДВС и использованием при разгонах электродвигателей, которые при рекуперативном торможении машины переводятся

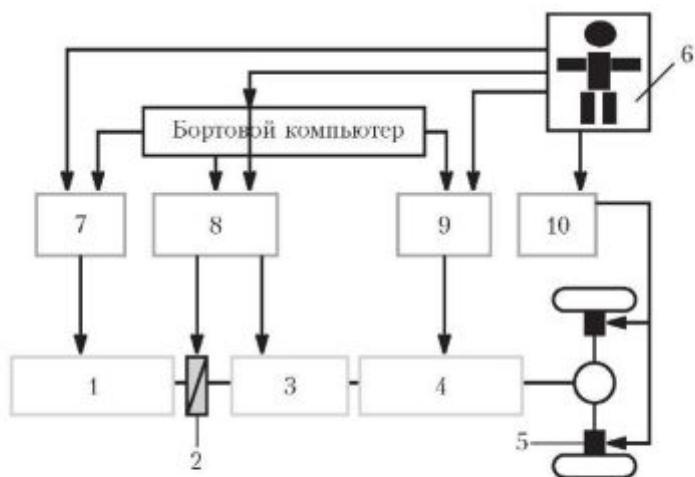


Рис. 1.20. Схема управления грузового автомобиля от бортовой ЭВМ:

- 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач;
 4 – замедлитель; 5 – тормозные колодки; 6 – водитель;
 7–10 – управляющие устройства

в режим электрогенераторов. Управление таким ДЭА осуществляется от бортовой ЭВМ машины.

Краткое рассмотрение некоторых двигателей и рабочих машин позволяет сделать вывод, что механические характеристики машин зависят от положения органа управления, определяющего напряжение, подачу топлива G в цилиндр ДВС и т. п. Режим работы МА (определяемый положением точки с координатами $M_{кр}$, ω на механической характеристике) меняется как при перестановке органа управления машины, так и при изменении внешней нагрузки, например, крутящего момента, потребляемого тока, расхода рабочего тела и т. п.

1.2.2.6. Управление машины от ЭВМ

Основной тенденцией развития машин является управление их с помощью ЭВМ, что позволяет повысить точность работы, снизить расход энергии в эксплуатации и улучшить другие параметры. Управление некоторыми высокоскоростными машинами невозможно без ЭВМ. Конструктор при

проектировании машины должен учитывать особенности их управления. Например, управление ТНВД от ЭВМ позволяет корректировать топливopодачу в цилиндр дизеля в зависимости от многих быстро меняющихся параметров в каждом рабочем цикле.

В качестве примера на рис. 1.20 показана схема управления от бортовой ЭВМ грузового автомобиля фирмы «Renault TracK», оснащённого автоматической коробкой передач, выбор передаточного отношения которой производится автоматически управляющими устройствами от микроЭВМ с учётом наличия груза и угла наклона дороги, определяющих нагрузку дизельного ДВС.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Расскажите о роли передаточного механизма в машинном агрегате.
2. Какими параметрами характеризуются свойства передаточного механизма?
3. Назовите параметры, характеризующие механическую характеристику машины.
4. Что понимается под рекуперацией энергии и зачем она производится?
5. Что такое обратимость машины и какова её роль в повышении экономичности машин?
6. Чем объяснить тенденцию развития управления машин с помощью ЭВМ?

Глава 2

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОКАЗАТЕЛЯХ КАЧЕСТВА МАШИН

2.1. Основные характеристики и требования к машинам

Основные характеристики машины отражают как потребительские требования, так и ее внутренние параметры, не связанные непосредственно с требованиями потребителя, но характеризующие технический уровень производства. Они могут быть различны для разных классов машин, но наиболее общие из них определяют область применения машины и ограничения при эксплуатации. Кроме того, как правило, они характеризуют вид используемой машиной энергии, экономичность расхода энергии, производительность, динамические качества, точность работы, мощность, массу и габаритные размеры, а также экологические показатели. Трудно предопределить какие из этих общих характеристик являются наиболее важными, но они должны всесторонне характеризовать качества проектируемой машины.

Абсолютные показатели, такие, как масса и габаритные размеры, необходимо знать для размещения машины в производственных условиях, при монтаже и транспортировке. Масса и габаритные размеры могут применяться при вычислении удельной производительности на единицу занимаемой площади, объема или массы и характеризовать соотношение между соответствующими показателями машины и выпускаемой продукцией. Например, важным показателем транспортных машин является отношение массы перевозимого груза к собственной массе машины. Относительные показатели более информативны при сравнении альтернативных проектов на ран-

ней стадии проектирования нежели абсолютные. В то же время производительность машины характеризуется абсолютными единицами, например, количеством продукции, производимой в единицу времени, или временем, потраченным на производство единицы продукции. Оценка экономических показателей нужна не только для определения стоимости машины, но и расходов при эксплуатации на поддержание ее технического состояния и обеспечение рабочего процесса, а также показателей продолжительности нормального функционирования машины. Важной является оценка экономической эффективности машины, которая характеризуется как стоимостными показателями, так и показателями производительности Π и абсолютного G и удельного g расхода энергии, отнесенного к затрачиваемой энергии на производство продукции. Например, удельная экономичность расхода энергии оценивается как

$$G = \frac{G}{\Pi}.$$

Отсутствие на начальных этапах проектирования машин точных данных о многочисленных параметрах затрудняет оценку экономических показателей. Поэтому часто экономические показатели заменяют сходными техническими показателями. Например, расход энергии G подменяется оценкой установленной номинальной мощности двигателя W , КПД и т.п.

Потребитель может предъявить множество требований к машине. Успех на рынке, дающий наибольшую прибыль и производителю, и продавцу машины, определяется ее способностью удовлетворить наиболее важные потребительские требования. Большинство предъявляемых к машине требований касаются ее производительности, надёжности и экономичности. Характеристиками надёжности, т. е. способности выполнять заданные функции, сохраняя значения установленных эксплуатационных параметров, являются долговечность и работоспособность машины, средняя продолжительность работы до первого отказа, до капитального ремонта, гарантийный срок эксплуатации, ремонтпригодность и т.д. К характеристикам технологичности относятся затраты живого труда и финансовых средств на производство машины.

2.2. Общие вопросы проектирования и САПР

Одним из наиболее веских критериев, влияющих на решение потребителя о покупке машины, является её качество. Поэтому производитель в условиях рынка заинтересован в улучшении качества выпускаемого изделия. Наибольшую эффективность принимаемых для улучшения качества мер имеют те из них, которые используются при проектировании машины. *Проектированием* называется процесс разработки проекта машины, т.е. совокупность расчетов и чертежей, предназначенных для определения геометрических, кинематических, динамических параметров, а также работоспособности, экономичности и других характеристик машины.

При проектировании машины следует:

- использовать системный подход: осуществлять проектирование машины как системы, связанной с общими условиями ее работы и с другими машинами;
- учитывать многочисленные критерии качества машины;
- использовать предшествующий опыт проектирования и широко применять нормализацию узлов и деталей, используя «удачные» узлы и детали других машин;
- предусматривать перспективы развития и обеспечивать возможность дальнейшей модернизации и совершенствования машины.

Проектирование не может обойтись без использования следующих инструментов проектирования:

- 1) патентных исследований;
- 2) математического моделирования;
- 3) экспериментальных методов исследования.

Эвристические методы и патентные исследования основаны на поиске действующих аналогов машин, механизмов, деталей, узлов, агрегатов и т.д. Для каждого прототипа машины необходимо провести анализ положительных качеств и составить список недостатков, который включает:

- обоснование и выбор критериев качества машины;
- основные преимущества и недостатки прототипа;
- основные показатели качества машины, требующие улучшения;
- противоречия в машине, требующие замены на новый прототип;

- несовершенство конструкции и технологии изготовления.

На основе анализа недостатков более обоснованно могут быть выдвинуты прямые предложения по совершенствованию машины, возможность которых была выявлена при патентном поиске и сравнении альтернативных вариантов.

Экспериментальные методы требуют высоких материальных затрат и времени. Достаточно точным и быстрым является проектирование на основе математического моделирования показателей машин. Поэтому чаще всего проектирование осуществляется с помощью моделирования определенных качеств механизма на базе его модели машины. Модель, как правило, выражает интересующие нас свойства в виде системы уравнений. Примером *структурной модели* может служить формула П. Л. Чебышева, которая отражает связи между отдельными звеньями механизма, как показано на рис. 1.5, 1.6. *Кинематическая модель* механизма отражает свойства преобразования движения и описывается уравнениями перемещений и скоростей звеньев или передаточных функций. *Энергетическая модель* показывает экономичность расхода энергии машиной в форме изменения работ и кинетической энергии. *Динамическая модель* характеризует динамические качества машины.

Математическая модель, как сказано выше, представляет собой систему уравнений, отражающую свойства машины, которая должна отвечать требованиям адекватности и не быть перегруженной несущественными факторами. Для каждой проектируемой машины существуют свои определенные требования адекватности модели. Исходя из этого можно сделать вывод, что не существует универсальной модели, отражающей все возможные процессы в ней с одинаковой точностью.

Математическое моделирование развивается в направлении создания системы автоматизированного проектирования. САПР – это организационно-техническая система, состоящая из комплекса средств автоматизации конструкторских работ на основе применения ЭВМ для поиска оптимального решения. Разработка САПР включает:

- выработку критериев качества, характеризующих оптимальность конструкции;

- классификацию элементов машины и создание базы данных нормализованных узлов и элементов машин;
- создание кинематических, динамических, энергетических и экономических моделей машины и её элементов;
- разработку пакетов прикладных программ для проведения расчетов и обработки информации.

Проектно-конструкторская разработка, которой предшествуют научно-исследовательские работы осуществляется на этапе технической подготовки производства. После ее завершения осуществляется технологическая подготовка производства. Цель проектно-конструкторской разработки – создание рабочей документации (эскизов и чертежей общего вида, сборочных и рабочих).

Проектно-конструкторскую разработку выполняют в приведенной ниже последовательности.

1. Разработка технического задания, т.е. требований к машине и указаний заданных технико-экономических параметров, согласованных с заказчиком.

2. Составление технического предложения, отвечающего техническому заданию.

3. Разработка эскизного проекта машины, отражающего техническое предложение.

4. Разработка технического проекта на основе эскизного проекта машины.

5. Выполнение конструкторской и рабочей технологической документации.

6. Испытания машины, выявление недостатков, составлением акта.

7. Составление технических условий на эксплуатацию машины.

Конструирование – это творческий процесс поиска оптимального варианта конструкции с целью обеспечения работоспособности и технологичности машины. При конструировании следует добиваться:

- снижения количества деталей и звеньев машины;
- нормализации (т.е. применения единых сводов законов, ГОСТов, ТУ, СП) и унификации деталей;
- технологичности конструкции, снижающей затраты на производство;
- выбора рациональных допусков, чистоты поверхности;
- выбора рациональной формы заготовок и технологии их изготовления.

Конструктору следует непрерывно совершенствовать машину, добиваясь снижения расхода энергии и повышения надежности. Для этого при проектировании в машину должна закладываться возможность её совершенствования, т.е. дальнейшего развития. При этом необходимо учитывать существующие стандарты, которые регламентируют конструкцию и типоразмеры основных узлов и деталей.

Унификация элементов состоит в их многократном применении в одной и той же или разных конструкциях, что сокращает номенклатуру деталей и снижает сроки и стоимость изготовления и ремонта машин. Унификация является экономичным способом создания новых машин на основе базовой модели путем изменения мощности, производительности и даже перевода машин на выпуск иной продукции или энергии путём изменения отдельных составных частей. Например, изменение числа цилиндров ДВС, перевод его на другое топливо позволяет создать новый двигатель с наименьшими временными и экономическими затратами. В этом состоит метод секционирования, т.е. разделения машины на одинаковые секции с набором унифицированных деталей. Применение секционирования особенно эффективно в транспортирующих машинах с унифицированным несущим потоком, длину которого можно изменять добавлением звеньев, например, конвейеры с роликовыми цепями.

Таким образом, в основе проектирования, как правило, лежит применение базового агрегата, путем присоединения к которому специализированного оборудования, можно создать машину иного назначения. Широкое применение в транспортных машинах имеют универсальные шасси с ДВС и создание на их базе различных машин, путем монтажа на шасси дополнительного и навесного оборудования.

Часто применяется метод компаундирования, т.е. параллельного соединения машин для временного увеличения производительности и снижения расхода энергии путем их отключения.

Модифицированием называется доработка машины без изменения базовой конструкции. При этом идут на замену отдельных агрегатов из числа унифицированных узлов, имеющих стандартные типоразмеры. Таким образом, при проектировании машин находит широкое применение комплексная стандартизация вспомогательного оборудования,

изготавливаемого специализированными предприятиями. Одновременно требуется приспособляемость конструкции машин к требованиям производства и их универсализация для того, чтобы сократить номенклатуру выпускаемых машин. Примером могут служить универсальные шасси сельхозмашин со сменным навесным оборудованием, что позволяет использовать многофункциональную машину в течение всего года.

2.3. Критерии качества машин

При проектировании машин, прежде всего, ставится задача разработки механизмов с наилучшими показателями качества, т. е. применяются принципы оптимального проектирования, обеспечения наилучших технико-экономических показателей при заданных реальных условиях работы, технологии изготовления, соблюдении ГОСТов и других ограничениях. Оптимальность машин оценивают по специальным критериям. Поэтому важным моментом при разработке проекта машины является формулировка цели оптимизации, которая математически выражается как требование обеспечения минимума (реже максимума) выбранного критерия, в качестве которого могут быть приняты различные технико-экономические показатели. Основными критериями являются: стоимость разработки, изготовления и эксплуатации; качество функционирования; надежность; вид и расход энергии; масса, объем и т. п. Каждый из этих частных критериев является функцией нескольких переменных при проектировании параметров механизмов, например, длин звеньев, масс, передаточных отношений и т.п. Поэтому задача оптимального проектирования в большинстве случаев имеет неоднозначное решение. Не обосновывая выбор критериев, укажем некоторые из них на примере переходного процесса разгона машинного агрегата (рис.2.1).

1. Критерий быстродействия – время прихода системы в заданное состояние –

$$\Phi_1 = \int_0^{\tau_{разг}} dt = \tau_{разг},$$

где $\tau_{разг}$ – время разгона машины, t – время.

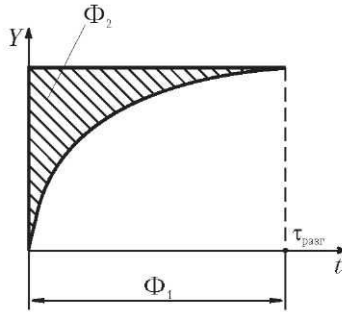


Рис. 2.1. Переходный процесс разгона машинного агрегата

2. Интегральная оценка точности, т.е. среднее интегральное отклонение от заданного состояния в переходном процессе

$$\Phi_2 = \frac{\int_0^{\tau_{\text{разг}}} (Y_{\text{зад}} - Y(t)) dt}{\tau_{\text{разг}}},$$

где $Y(t)$ – отклонение оцениваемой переменной от заданного значения $Y_{\text{зад}}$.

Например, для машин указанный критерий имеет изображенный на рис. 2.1 геометрический смысл. Здесь Φ_2 – площадь под кривой переходного процесса, характеризующая величину текущего отклонения $Y(t)$ от заданного конечного состояния $Y_{\text{зад}}$.

3. Критерий экономичности, характеризующий абсолютный расход энергии и в наиболее общем виде представляющий израсходованную за определённое время энергию G ,

$$\Phi_3 = G = \int_0^{\tau_{\text{разг}}} W dt,$$

где $W = W(t)$ – текущая мощность двигателя.

Снижение расхода энергии является одним из наиболее важных вопросов, решаемых при проектировании машин различного назначения. Во время энергетического кризиса 70-х годов стоимость нефтяного топлива увеличилась в несколько раз. Выделенные в ЕС на научные исследования средства позволили сократить потребление топлива автомобилями, являющимися основными потребителями

жидкого топлива. Появились гибридные автомобили с ДВС с рекуператорами энергии.

Интегральный критерий качества Φ_i может быть представлен как определённый интеграл, представляющий число, оценивающее выбранное качество машины,

$$\Phi_i = \int_{t_0}^{t_i} f(Y, U_i, t) dt,$$

где Y – координата состояния системы; U_i – оптимизируемый конструктивный параметр машины; t_0, t_i – начальное и конечное время.

Однако без математического описания связей частных критериев Φ_i с конструктивными параметрами U_i машин использование критериев для проектирования практически лишено смысла. Вопросу формирования математических моделей – функциональных зависимостей динамических и экономических критериев от конструктивных параметров машины – будут посвящены отдельные главы.

Переменные Y , характеризующие состояние объекта, всегда ограничены. Например, целесообразные по конструктивным соображениям ограничения длин звеньев, вводятся сознательно. Часто естественным ограничением является максимальная скорость электродвигателя, связанная с частотой тока питания и т.п.

Поиск оптимального решения состоит в выборе таких значений оптимизируемых U_i параметров, при которых критерий качества принимает в зависимости от его смысла минимальное или максимальное значение при выполнении ограничений. Выделяют несколько этапов поиска оптимального решения.

1. Выбор набора критериев Φ_i , характеризующих качества машины.

2. Определение совокупности варьируемых в процессе оптимизации независимых конструктивных параметров U_i (параметров оптимизации), определяющих основные характеристики машины.

3. Выделение ограничений на характеристики и конструктивные параметры.

4. Разработка математической модели машины в виде целевой функции, т.е. описание математических соотношений между конструктивными параметрами U_i машины и выбранными критериями Φ_i в виде уравнений. Обяза-

тельным является описание ограничений при использовании моделей машины в виде неравенств или допустимых областей расчёта. Например, уравнение движения машины, связывающее значение динамического критерия оптимальности (время разгона) с оптимизируемым параметром (передаточным отношением передаточного механизма МА), должно включать ограничение максимальной скорости двигателя.

5. Выбор метода расчета оптимальных параметров, оказывающих определяющее влияние на время и точность поиска оптимального решения.

Простейшие задачи оптимального проектирования можно решать аналитическими методами классического вариационного исчисления. В этом случае задача оптимизации сводится к задаче отыскания экстремума частных функционалов Φ_i . Подобно тому, как условием существования экстремального значения непрерывной функции является равенство нулю ее первой производной, в вариационном исчислении доказано, что необходимым условием экстремума интегрального критерия качества Φ_i является равенство нулю его первой вариации – линейной части приращения функционала при приращении аргументов, в качестве которых выступают подлежащие определению параметры механизма. При большом числе конструктивных параметров задачи нахождения оптимума, как правило, не имеют аналитического решения, и приходится прибегать к нахождению оптимальных значений путем перебора (случайного или упорядоченного) различных комбинаций искомых параметров с использованием ЭВМ.

В идеальном случае при решении многокритериальной задачи каждый частный критерий Φ_i имеет свое экстремальное значение (минимум). На практике частные критерии противоречивы (например, критерий быстродействия и экономичности) и оптимальные параметры, полученные по различным критериям, имеют разные значения $(U_i)_{\text{опт}}$ (рис. 2.2). В общем случае каждый частный критерий выделяет свое множество оптимальных решений, поэтому необходимо учитывать сведения об относительной важности частных критериев. Это означает, что критерии будут строго упорядочены (ранжированы) по значимости таким образом, что следует добиваться приращения более важного критерия за счет уступок по остальным Φ_i . Этот процесс может

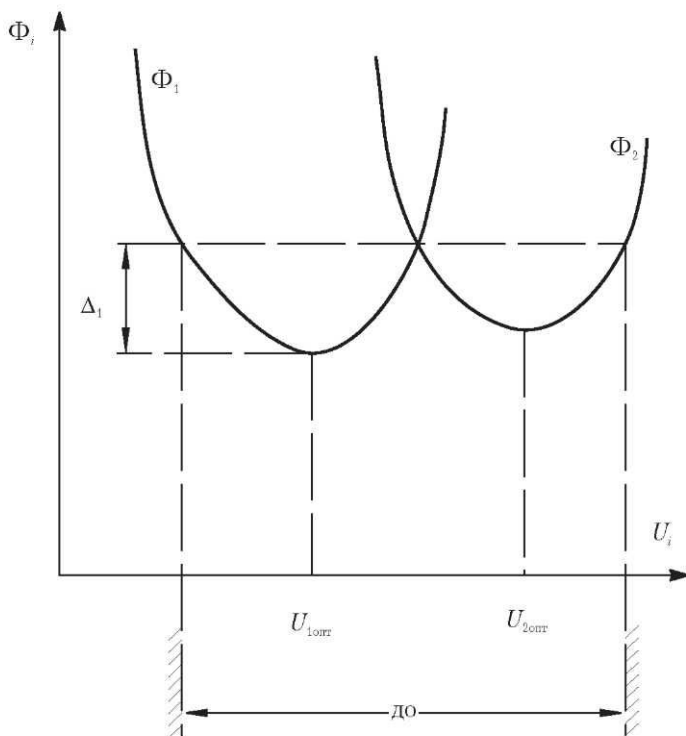


Рис. 2.2. Переходный процесс разгона машинного агрегата

осуществляться при назначении так называемой «уступки» Δ_i , точнее допустимых отклонений частных критериев от оптимального значения. При этом образуется допустимая область (ДО), в которой могут быть выбраны значения оптимизируемых параметров с учётом ограничений.

Обеспечение высокой экономичности и производительности новой техники осуществляется в процессе ее проектирования, когда определяются будущие характеристики машин. Задачи синтеза чрезвычайно сложны и часто они решаются путем рассмотрения различных вариантов машин. При динамических расчетах первоначально нередко приходится идти на определенные упрощения, постепенно усложняя задачу путем учета всех новых факторов и уточнения решения.

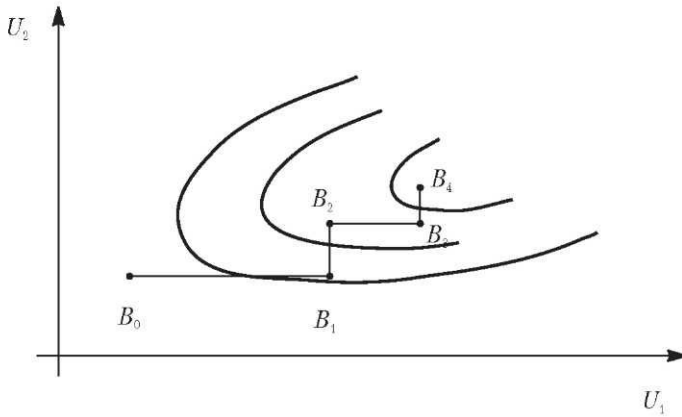


Рис. 2.3. Иллюстрация метода покоординатного спуска

Часто не существует аналитических выражений для вычисления целевой функции, но имеются экспериментальные данные для её определения в некоторых точках области существования функций критериев оптимальности. Для решения такой задачи оптимизации можно было бы ввести дискретное множество и исследовать его на поиск экстремального значения, как это уже делалось для функции одной переменной. В многомерных задачах оптимизации такой подход к решению требует огромного объема вычислений, таким образом, методы поиска путем сплошного перебора при решении многомерных задач часто не пригодны. Поэтому применимы некоторые численные методы целенаправленного поиска, значительно сокращающие объем вычислений. Поставим задачу следующим образом. Требуется найти минимум целевой функции нескольких оптимизируемых параметров $\Phi_i(U_1, U_2, \dots, U_n)$. Для этого выберем в n -мерном пространстве оптимизируемых параметров точку B_0 , которую можно принять в качестве начального приближения. В качестве движения от начальной точки к решению примем направление по одной из осей (например, первой U_1), для чего зафиксируем все остальные координаты (U_2, U_3, \dots, U_n). Данный метод проиллюстрирован для случая целевой функции $\Phi_i(U_1, U_2)$ двух переменных U_1 и U_2 на рис. 2.3, на котором представлены линии постоянного уровня поверхности Φ_i . Таким образом, рассматривая

многомерную задачу на первом этапе как одномерную, можно перейти от точки B_0 к точке B_1 , в которой целевая функция принимает минимальное значение при варьировании U_1 и фиксированных значениях остальных переменных. Таким образом, сделан первый шаг оптимизации, состоящий в движении по координате U_1 , и найдена новая начальная точка B_1 для последующего движения по другой координате U_2 . Для нахождения следующего уточнения зафиксируем все координаты, кроме U_2 , и снова решим одномерную задачу оптимизации. Аналогично можно провести движение по всем остальным координатам, после чего процедура может быть повторена снова от U_1 до U_n . В результате уточнения решения получается последовательность точек B_0, B_1, \dots, B_n и можно рассматривать последнее значение целевой функции как наименьшее.

Даже на примере целевой функции двух независимых переменных U_1, U_2 очевидно, что в случае изломов в линиях уровня целевой функции Φ_i (это соответствует так называемому «оврагу») применение метода покоординатного спуска затруднено. Это связано с тем, что возможен случай, когда движение по одной из координат приводит к «спуску» на «дно» оврага, при котором движение по другой координате становится невозможным, так как оно соответствует возрастанию функции при любом изменении переменной. Таким образом, простота метода покоординатного «спуска» ограничивает одновременно области его применения и приводит иногда к увеличению объема вычислений.

В некоторых случаях идут на организацию обобщённого Φ_0 аддитивного критерия оптимальности, зависящего от частных критериев качества Φ_i

$$\Phi_0 = \sum C_i \Phi_i,$$

где C_i – весовой коэффициент, который может принимать различные значения в зависимости от важности частного критерия.

Чтобы облегчить поиск оптимального решения удобно произвести сведение задачи к безусловной оптимизации без рассмотрения ограничений. Для этого при формировании обобщённого критерия оптимальности целесообразно пойти на включение в него барьерных или штрафных функций, принимающих неограниченное значение при приближении к зоне ограничений. Универсальным методом явля-

ется метод, в котором в критерий Φ_o включается штрафная функция $h_i(U_i)$, резко увеличивающая значения критерия у границ ДО изменения оптимизируемых параметров U_i :

$$\Phi_o = \Sigma C_i \Phi_i(U_i) + q_i h_i(U_i),$$

где $q_i > 0$ – коэффициент штрафа; $h_i(U_i)$ – барьерная функция, которая может неограниченно возрастать при приближении к границе ДО вариации переменных проектирования U_i .

Например, известно, что для двигателей нецелесообразна работа в области вблизи холостого хода, где бесконечно возрастает удельный расход энергии g . Поэтому целевую функцию $\Phi_o(U_i)$ желательно выбирать такого вида, чтобы её величина неограниченно возросла на «холостом» ходу. Такой характер изменения функции удельного расхода энергии $g(W)$ от развиваемой мощности свойственен ДВС и асинхронным электродвигателям (у последних при недогрузке увеличивается так называемый «косинус фи» и потери энергии). В качестве безразмерного критерия экономичности расхода энергии часто выбирают удельный расход энергии или КПД машины. Во многих случаях применяют коэффициент использования номинальной мощности $W_{ном}$ двигателя, оценивающий среднюю развиваемую мощность за определённое время работы $(t_1 - t_0)$

$$K_w = \frac{\int_{t_0}^{t_1} W(t) dt}{W_{ном} (t_1 - t_0)},$$

где t_0, t_1 – начальное и конечное время работы; $W, W_{ном}$ – текущая и номинальная мощности двигателя.

Таким образом, важнейшей задачей при проектировании машин является создание оптимизационных методов расчета на основе анализа математических моделей, характеризующих экономичность машины и ее динамические качества. Первое, что должен сделать инженер – это представить себе модель машины, т.е. перейти от реальной конструкции к её расчетным уравнениям.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Что называется математической моделью машины? Какие модели вы знаете?
2. Назовите общие характеристики и основные требования к машинам.
3. В чём заключаются принципы построения САПР?
4. В чём состоят унификация, нормализация и стандартизации деталей машин?
5. В чём заключаются принципы поиска оптимального решения?
6. Опишите основные применяемые при проектировании критерии.

РАЗДЕЛ II
ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ДИНАМИЧЕСКИМ
И ЭКОНОМИЧЕСКИМ КРИТЕРИЯМ

Глава 3

МОДЕЛИ МАШИНЫ С ЖЕСТКИМИ ЗВЕНЬЯМИ

3.1. Принципы построения моделей

Математической моделью, как уже было сказано выше, называется система уравнений, используемая в инженерных расчетах. Описание динамических процессов в системе должно быть математическим, поэтому имеет смысл говорить о математической динамической модели как о системе уравнений, описывающих динамические процессы в машине. Динамика механической системы связана с изменениями скоростей, в свою очередь определяющих изменение кинетической энергии, поэтому динамическая модель является частным случаем энергетической, отражающей изменение энергии в машине. Как её составляющую можно выделить кинематическую модель механизма, описывающую передаточные функции, которые определяют соотношения скоростей и ускорений звеньев относительно ко времени и источникам движения, т.е. без рассмотрения реально действующих сил.

В зависимости от необходимой точности расчета требования к математической модели различны, поэтому нет смысла стремиться к созданию универсальной модели, отражающей все свойства машины. Имеют право на существование фракционные модели, отражающие влияние основных факторов на качества машин. При этом в модели стараются описать только самые существенные явления, связанные с энергетическими изменениями, оказывающие влияние на динамические и экономические параметры машины.

3.2. Кинематическая модель механизма

Расчет кинематических параметров механизма необходим для определения параметров динамической модели. Для механизма со степенью подвижности $w = 1$ первая передаточная функция получается дифференцированием по обобщенной координате функции положения звеньев, которая может быть найдена методом замкнутого контура, образованного звеньями механизма как векторами. Рассмотрим пример кривошипно-ползунного механизма, представленного на рис. 3.1.

Из рассмотрения проекций звеньев на ось X получим координату точки B в функции двух переменных φ_1, φ_2 :

$$X_B = (L_{OA} \cos \varphi_1 + L_{AB} \cos \varphi_2),$$

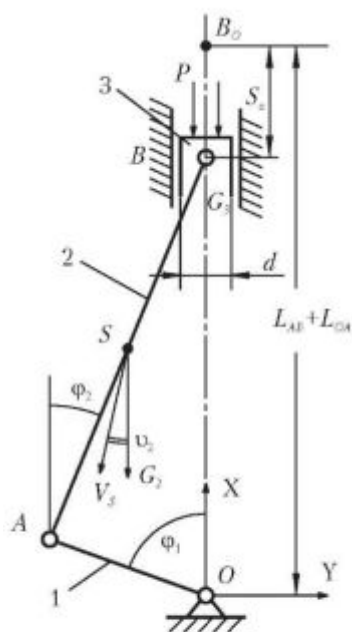


Рис. 3.1. Кривошипно - ползунный механизм ДВС: 1 - кривошип; 2 - шатун; 3 - поршень; φ_1, φ_2 - углы поворота звеньев; ν_2 - угол давления

где φ_1 - угол поворота кривошипа 1, который примем за обобщенную координату; φ_2 - угол поворота шатуна 2, который зависит от φ_1 . Поэтому перемещение поршня 3 (см. рис. 3.1), отсчитанное вниз от верхней мёртвой точки B_0

$X_{B_0} = X_B(\varphi_1 = 0) = L_{OA} + L_{AB}$ в действительности зависит от одной обобщенной координаты φ_1

$$S_i = X_{B_0} - X_B,$$

так как угол φ_2 находится из рассмотрения проекций звеньев на ось Y

$$Y_B = 0 = L_{OA} \sin \varphi_1 - L_{AB} \cos \varphi_2$$

Принимая $\lambda_{21} = \frac{L_{AB}}{L_{OA}}$, получим угол

$$\varphi_2(\varphi_1) = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi_1}{\lambda_{21}}\right).$$

Дифференцируя полученные уравнения по обобщённой координате, получаем систему уравнений, включающую две передаточные функции: $V_{\text{пн}}$ – аналог скорости поршня и

$$U_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} - \text{мгновенное передаточное отношение звеньев 2 и 1}$$

$$V_{\text{пн}} = \frac{dS_{\text{п}}}{d\varphi_1} = L_{OA} \left[(\sin \varphi_1 + \lambda_{21} \sin \varphi_2) \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right) \right],$$

$$0 = L_{OA} \left[\cos \varphi_1 + \lambda_{21} \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right) \cos \varphi_2 \right].$$

Решая систему уравнений относительно аналога скорости поршня, получаем

$$V_{\text{пн}} = L_{OA} \left[\sin \varphi_1 + \frac{\sin \varphi_1 \cos \varphi_1}{\lambda_{21} \cos \varphi_2} \right].$$

Делая замену $\sin(2\varphi_1) = 2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1$ и пренебрегая незначительными изменениями $\cos \varphi_2$ в знаменателе, получаем разложение первой передаточной функции (аналога скорости поршня) в ряд Фурье, которое имеет две гармоники

$$V_{\text{пн}} = L_{OA} \left[\sin \varphi_1 + \frac{\sin(2\varphi_1)}{2\lambda_{21}} \right].$$

Переход от аналога к скорости поршня осуществляется с учётом угловой скорости начального звена 1

$$V_{\text{п}} = V_{\text{пн}} \omega_1.$$

Разложение в ряд Фурье аналога ускорений (второй передаточной функции) имеет две гармонические составляющие, которые получаем, дифференцируя первую передаточную функцию $V_{\text{пн}}$:

$$a_{\text{пн}} = \frac{d^2 S_{\text{пн}}}{d\varphi_2^2} = L_{OA} \left[\cos \varphi_1 + \frac{\cos(2\varphi_1)}{\lambda_{21}} \right].$$

Организуя программу расчёта по обобщённой координате φ_1 , построим кинематические диаграммы, связывающие передаточные функции с углом поворота φ_1 (см. рис. 3.2)

На рис. 3.3,а представлена кинематическая схема механизма качающегося цилиндра, применяющегося в гидравлическом приводе машин. При применении метода замкнутых контуров из рассмотрения проекций звеньев на ось Y_A получим

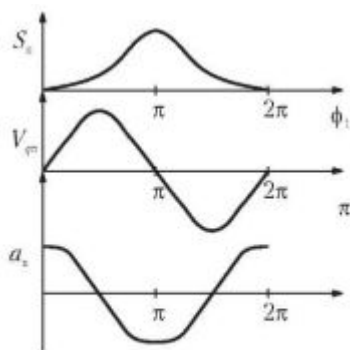


Рис. 3.2. Кинематические диаграммы кривошипно-ползунного механизма

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{L_{OA} \sin \varphi_1}{L_{OC} - L_{OA} \sin \varphi_1}.$$

Углы поворота осей поршня и цилиндра равны

$$\varphi_3 = \varphi_2.$$

Из рассмотрения проекций звеньев на ось X получим

$$L_{AC} = \frac{L_{OC} - L_{OA} \cos \varphi_1}{\cos \varphi_2},$$

где L_{oc} – межосевое расстояние.

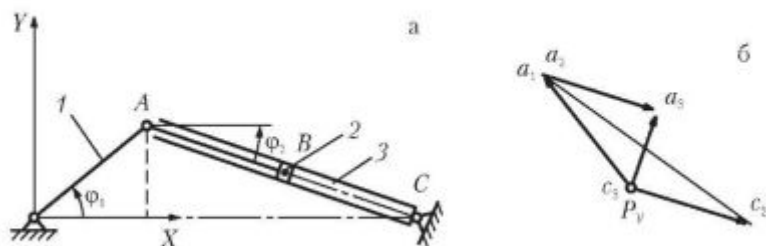


Рис. 3.3. Кинематическая схема механизма качающегося цилиндра: 1 – кривошип; 2 – поршень со штоком; 3 – цилиндр

Угловая скорость звена 3 может быть получена дифференцированием уравнения угла поворота φ_3

$$\omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \omega_1,$$

где $\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = U_{31}$ – мгновенное передаточное отношение звеньев 3 и 1; $\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$ – угловая скорость начального звена 1.

Скорость поршня 2 относительно цилиндра 3 может быть получена дифференцированием переменного расстояния между точками A и C механизма (см. рис. 3.3,а):

$$V_{23} = \frac{dL_{AC}}{dt} = \frac{dL_{AC}}{d\varphi_1} \omega_1,$$

где – аналог относительной скорости звеньев 2 и 3.

При моделировании на ЭВМ аналогов и скоростей звеньев целесообразно использовать систему MathCAD.

В практике проектирования часто используют для определения скоростей метод планов, который удобен тем, что абсолютные скорости отдельных точек механизма представляются в масштабе векторами, исходящими из единого центра p_V (см. рис. 3.3,б).

Например, скорость точки A кривошипа $\bar{V}_{A1} = \bar{V}_{A2}$ представлена на плане в масштабе $\mu_V = \frac{p_V a_1}{|\bar{V}_{A1}|}$ отрезком $p_V a_1$.

Скорость точки A_3 (звена 3), направленную перпендикулярно оси вращения цилиндра AC , найдём по плану скоростей (см. рис. 3.3,б), построенному по векторному уравнению

$$\bar{V}_{A_3} = \bar{V}_{A_2} + \bar{V}_{A_3_2},$$

где $\bar{V}_{A_3_2}$ – относительная скорость звеньев 3 и 2, направленная параллельно оси цилиндра 3. Относительная скорость $\bar{V}_{A_3_2}$ на плане скоростей (см. рис. 3.3,б) представлена отрезком

ком $a_3 a_2$, соединяющим концы векторов абсолютных скоростей точек:

$$V_{A_2} = \frac{a_3 a_2}{\mu_V}.$$

Модуль абсолютной скорости точки A_3 цилиндра 3 , направленной перпендикулярно его оси, равен

$$V_{A_3} = \frac{\rho_V a_3}{\mu_V},$$

что позволяет найти мгновенную угловую скорость вращения цилиндра 3

$$\Omega_3 = \Omega_2 = \frac{V_{A_3}}{L_{AC}}.$$

3.3. Энергетическая модель машины

Естественно, что в передаче движения участвуют силы, оказывающие влияние на закон движения, т.е. на изменение скоростей во времени. Часто нас интересует не столько значение передаваемых сил и реальные законы движения во времени, сколько параметры движения машины, характеризующие «динамические качества» машины. Это бывает необходимо при проектировании машины по определенным динамическим критериям, например, когда ставится задача о согласовании характеристик двигателя и рабочей машины для повышения динамических качеств МА и уменьшения времени выхода на расчетный режим работы, для безударного останова рабочего органа и т.п.

При степени подвижности механизма $w = 1$ скорости всех недеформируемых звеньев однозначно могут быть связаны с одной координатой кинематическими передаточными функциями, поэтому и можно создать одномассовую динамическую

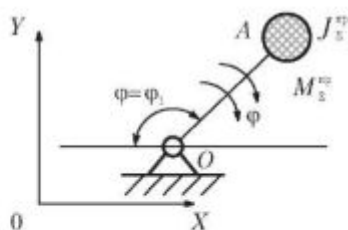


Рис. 3.4. Звено приведения:
 φ – обобщенная координата;
 M – момент инерции;
 J – момент инерции;

модель машины при любом числе звеньев. На рис. 3.4 показано геометрическое представление такой модели, которую можно представить как одно изолированное выбранное звено механизма (звено приведения), движущееся по одинаковому закону с реальным звеном механизма.

Поскольку однозвенная модель является одномассовой, то она и не может отразить полностью всех динамических явлений в машине. Например, бессмысленно пробовать определить с её помощью реакции в кинематических парах отсутствующих в ней звеньев. Однако преимуществом такой модели будет описание поведения машины, связанное с энергетическими процессами, т. е. изменениями работы и кинетической энергии. Наиболее важной сферой применения одномассовой модели машины с жёсткими звеньями является описание энергетических изменений, на основании которых возможно моделирование экономичности расхода энергии и динамических показателей машины. При этом определение закона движения одного из звеньев с помощью этой модели является возможным, но не является самоцелью. Более важной целью является оптимизация переходных режимов, характеризующихся такими технико-экономическими показателями машины как:

- время разгона и торможения машины;
- период и амплитуда установившегося движения;
- экономические показатели машины в виде расходов энергии и КПД работы на различных режимах.

Динамическая модель механизма с жесткими звеньями, которую по её свойствам следует называть энергетической, наиболее проста и даёт достаточно точное решение при оценке влияния параметров МА, например, мощности двигателя и передаточного отношения редуктора на быстродействие и экономичность расхода энергии в переходных режимах. Однако она не может описать колебательные свойства механической системы. Для их оценки необходимо учитывать упругую податливость звеньев, динамические характеристики двигателей и т.п. Наиболее ценным свойством энергетической модели является то, что она не перегружена несущественными параметрами и даёт возможность выбора с помощью неё оптимальных значений параметров машины, например, передаточного отношения механизма по критериям экономичности расхода энергии и быстродействию.

Определение законов движения многозвенной системы представляет определенные вычислительные трудности. Однако из структуры механизмов известно, что количество обобщенных координат, полностью характеризующих положение и движение звеньев, обычно бывает невелико. В рассматриваемом примере механизм дизель-энергетического агрегата (см. рис. 1.2) число степеней свободы $w = 1$. Это означает, что сначала можно определить закон движения одного, начального звена, например кривошипа 1, не рассматривая движения шатуна 2 и поршня 3 кривошипно-ползунного механизма ДВС, представленного на рис. 3.1. Если описать динамические свойства одного, выделенного из механизма звена (так называемого звена приведения – см. рис. 3.4), то они могут оказаться иными, чем у того же звена в реальном механизме (см. рис. 3.1). Для того чтобы законы движения их совпадали, необходимо учесть реальные массы всех звеньев и силы, приложенные к ним. Они учитываются методом приведения, который базируется на теореме об изменении кинетической энергии, равной суммарной работе всех сил, которые действуют в машине,

$$T - T_{\text{нач}} = \sum A,$$

где $T, T_{\text{нач}}$ – текущее и начальные значения кинетической энергии; $\sum A$ – суммарная работа всех сил.

Кинетическая энергия механизма равна сумме энергий отдельных звеньев

$$T = \sum T_i.$$

Таким образом, многочисленность звеньев механизма приводит к кажущемуся усложнению исходного уравнения. Но в механизме с числом степеней свободы $w = 1$ скорости всех звеньев можно связать со скоростью одного начального звена с помощью кинематической модели. Поэтому кинетическую энергию механизма можно выразить как функцию одного аргумента – обобщенной координаты φ . Работа и мощность сил являются функцией изменения многочисленных координат точек их приложения, но в механизме с $w = 1$ они также могут быть связаны только с движением начального звена.

Таким образом, динамическая модель механизма с $\omega = 1$ и жесткими звеньями может быть представлена в виде уравнения движения одного звена динамической модели, к которому приведены силы из условия равенства элементарных работ (мощностей) и из условия равенства кинетических энергий приведены массы и моменты инерции реальных звеньев.

3.3.1. Метод приведения сил и моментов

Привести силу F_i , приложенную к i -му звену, значит заменить ее приложенным к звену приведения j приведенным моментом $M_j^{\text{пр}}$ реальной силы F_i из условия равенства мощностей W_i . Мощность суммарного приведенного момента

$$W_{\Sigma} = M_{\Sigma}^{\text{пр}} \omega_j = \sum W_i$$

равна сумме мощностей $\sum W_i$ всех i действующих сил и моментов.

Приведенный момент силы рассчитывается по правилам скалярного произведения двух векторов (силы F_i на скорость V_i точки её приложения) из условия равенства мощностей:

$$M_j^{\text{пр}} = \left| \bar{F}_i \right| \cdot \left| \frac{\bar{V}_i}{\omega_j} \right| \cdot \cos \nu_i$$

где ω_j – скорость звена приведения; ν_i – угол между векторами силы F_i и скорости точки её приложения V_i .

Величину и знак приведенного момента определяют как произведение модулей двух векторов (силы и скорости точки её приложения) и косинуса угла давления. Выражение суммарного момента $M_{j\Sigma}^{\text{пр}}$, приведенного к звену j плоского механизма, можно представить в виде

$$M_{j\Sigma}^{\text{пр}} = \sum F_i \left(\frac{dS_i}{d\varphi_j} \right) \cos \nu_i + \sum M_i \left(\frac{d\varphi_i}{d\varphi_j} \right),$$

где

$$\left(\frac{dS_i}{d\varphi_j} \right) = \frac{V_i}{\omega_j} = M_{qi}, \quad \left(\frac{d\varphi_i}{d\varphi_j} \right) = \frac{\omega_i}{\omega_j} = u_{ij}$$

кинематические передаточные функции (отношения), т.е. производные линейных и угловых перемещений точек

и звеньев по координате звена приведения j : $\omega_i = \frac{d\varphi_i}{dt}$ – угловая скорость i -го звена.

Напомним, что эти производные численно равны отношению линейных V_i и угловых ω_i скоростей i -ых звеньев и точек, к которым приложены реальные силы F_i и моменты M_i , к скорости j -го звена, принятого за звено приведения:

$$V_{qi} = \left(\frac{dS_i}{d\varphi_j} \right) = \frac{V_i}{\omega_j}, \left(\frac{d\varphi_i}{d\varphi_j} \right) = \frac{\omega_i}{\omega_j} = u_{ij}$$

Рассмотрим метод приведения сил на примере силового агрегата (см. рис.1.2), выбирая в качестве звена приведения кривошип 1 с угловой координатой φ_1 (см. рис. 3.4). Кривошипно-ползунный механизм ДВС (см. рис. 3.1) нагружен силой давления газов p на поршень 3 и силами тяжести звеньев G_3 и G_2 . Приведенный момент сил тяжести звеньев 2 и 3 подсчитывается из условия равенства мощностей сил и приведенного момента

$$M_{1G}^{np} = |\bar{G}_2| \cdot |\bar{V}_{qs}| \cos \nu_2 + |\bar{G}_3| \cdot |\bar{V}_{qB}| \cos \nu_3$$

где ν_{G_2} , ν_{G_3} – углы между силами G_2 и G_3 и скоростями их точек приложения V_s и V_B (см. рис. 3.1); V_{qs} , V_{qB} – аналоги скоростей.

Приведенный момент сил давления p , действующего на поршень диаметра d , равен

$$M_{1G}^{np} = p \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) |\bar{V}_{qB}| \cos \nu_p,$$

где ν_p – угол между силой давления и скоростью поршня, принимающий значения 0 или 180° и определяющий знак приведенного момента.

В качестве примера на рис. 3.5 изображена диаграмма приведенного к кривошипу 1 момента M_{1p}^{np} сил, приложенных к поршню одноцилиндрового двухтактного ДВС. Работа сил в цилиндре за такт сжатия $\varphi_1 = 0 \div \pi$ отрицательна и соответствует отрицательному значению приведенного момента. В период расширения газов $\varphi_1 = \pi \div 2\pi$ силы давления на поршень и скорость его совпадают, работа и момент имеют положительное значение. Суммарная работа газо-

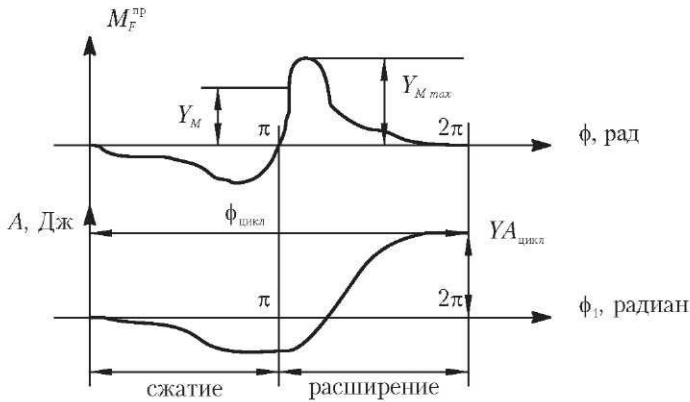


Рис. 3.5. Диаграмма приведенного момента M_r^{np} и работы A_p сил давления, приложенных к поршню одноцилиндрового двухтактного ДВС

вых сил давления на поршень за цикл ($\phi_{цикла} = 2\pi$) положительна, следовательно, они являются движущими в ДВС.

Можно привести и момент сопротивления $M_{сопр}$, приложенный к звену 4 со стороны винта (см. рис. 1.2), раскрывая равенство элементарных работ моментов в виде

$$M_{Iсопр}^{np} d\phi_1 = M_{сопр} d\phi_4,$$

где $d\phi_1$ и $d\phi_4$ – возможные элементарные угловые перемещения звеньев 1 и 4.

Учитывая, что отношение возможных перемещений звеньев 1 и 4 представляет собой передаточное отношение зубчатой передачи

$$u_{41} = \frac{d\phi_4}{d\phi_1} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{1}{u_{14}}$$

получаем значение приведенного к звену 1 момента сопротивления винта

$$M_{Iсопр}^{np} = M_{сопр} \left(\frac{d\phi_4}{d\phi_1} \right) = M_{сопр} u_{41}.$$

На рис. 3.6 представлены зависимости приведенного к валу 1 ДВС (см. рис. 1.2) момента сопротивления винта при различных передаточных отношениях редуктора МА.

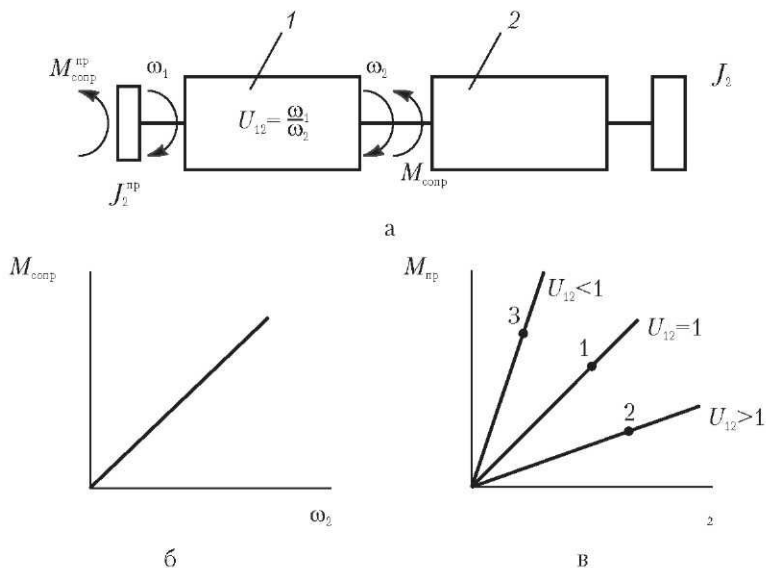


Рис.3.6. Приведение момента сопротивления к входному звену редуктора:
 а – структурная схема МА (1 – редуктор; 2 – рабочая машина);
 б – зависимость реального момента сопротивления от скорости;
 в – зависимости приведенного момента сопротивления при различных передаточных отношениях

Суммарный приведенный к валу 1 момент, заменяющий действие всех приложенных к МА (см. рис. 1.2) сил и моментов равен

$$M_{1\Sigma}^{\text{пр}} = M_{1p}^{\text{пр}} + M_{1G}^{\text{пр}} + M_{1\text{сопр}}^{\text{пр}}.$$

Поскольку кинематические передаточные функции зависят от одной координаты φ_1 , то приведенный момент также зависит от принятой обобщенной координаты. Например, если в МА (см. рис.1.2) за звено приведения принять выходное звено 4, то момент сопротивления $M_{\text{сопр}}$, приложенный к нему приводить нет необходимости, так как реальный момент сопротивления $M_{\text{сопр}}$ действует на звено 4:

$$M_{4\Sigma}^{\text{пр}} = M_{1\Sigma}^{\text{пр}} U_{14} = M_{1p}^{\text{пр}} U_{14} + M_{1G}^{\text{пр}} U_{14} + M_{\text{сопр}},$$

где $U_{14} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_4} = \frac{\omega_1}{\omega_4}$ – передаточное отношение редуктора.

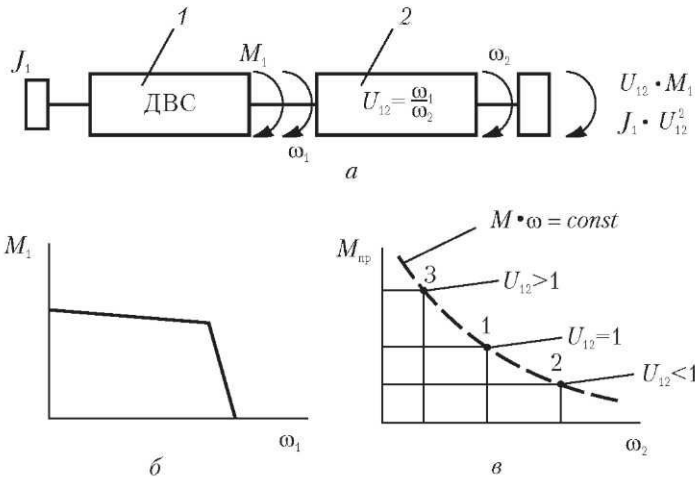


Рис. 3.7. Схема приведения движущего момента к выходному звену редуктора:

- a* – структурная схема (1 – двигатель; 2 – редуктор);
- б* – зависимость реального момента двигателя от скорости;
- в* – зависимости приведенного момента двигателя при различных передаточных отношениях

В этом случае необходимо привести в выходному валу и момент двигателя. Однако в многоцилиндровых ДВС движущий момент газовых сил реально зависит от скорости, но часто принимается независимым от угловой координаты вала 1 (см. рис 1.2). Но при приведении движущего момента ДВС к выходному валу редуктора (валу винта 9) он также зависит от передаточного отношения редуктора как показано на рис. 3.7.

Таким образом, суммарный приведенный момент позволяет заменить в уравнениях многочисленные реальные силы и моменты, модуль и знак его определяется суммарной мощностью всех агрегатов МА. При положительном знаке приведенный момент направлен в сторону вращения звена приведения, при отрицательном – противоположную. При выборе другого звена в качестве звена приведения меняются соответствующие передаточные функции и, естественно, значения приведенного момента.

3.3.2. Метод приведения масс и моментов инерции

Рассмотрим метод приведения масс на примере МА с кривошипно-ползунным механизмом (см. рис.1.2). Приведение, т.е. замена реальных масс механизма на условные приведенные, осуществляется из условия равенства кинетических энергий реальных звеньев и энергии звена приведения, наделяемого условным суммарным приведенным моментом инерции:

$$T = J_{j\Sigma}^{\text{пр}} \frac{\omega_j^2}{2} = \sum m_i \frac{V_{S_i}^2}{2} + \sum J_{S_i} \frac{\omega_i^2}{2},$$

где: m_i, J_{S_i} – масса и момент инерции относительно центра масс S_i i -го звена; V_{S_i} – скорость центра масс звена i ; ω_j, ω_i – скорости звеньев механизма (индекс j соответствует номеру звена, выбранного за звено приведения).

Приведенный к звену j суммарный момент инерции

$$J_{j\Sigma}^{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n m_i \left(\frac{V_{S_i}}{\omega_j} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_j} \right)^2 = \sum_{i=1}^n m_i V_{qS_i}^2 + \sum_{i=1}^n J_{S_i} U_{ij}^2 + J_j$$

является квадратичной формой кинематических передаточных функций. Выбирая вал 1 двигателя в качестве звена приведения, угловая координата φ_1 которого будет обобщенной координатой φ , получаем выражение суммарного приведенного момента инерции

$$J_{1\Sigma}^{\text{пр}} = m_3 V_{qB}^2 + m_2 V_{qS_2}^2 + J_{2S} U_{41}^2 + J_4 U_{41}^2 + J_1,$$

где J_1 – момент инерции звена 1 относительно центра вращения.

Если в качестве звена приведения выбрать выходное МА (см. рис.3.6), то выражение для суммарного приведенного момента инерции примет вид

$$J_{4\Sigma}^{\text{пр}} = J_{4\Sigma}^{\text{пр}} U_{14}^2.$$

Анализ выражения приведенных моментов инерции звеньев позволяет разделить последние на две группы:

1) постоянную составляющую моментов инерции $J_1^{\text{пр}}$ первой группы звеньев, играющую в некоторых случаях положительную роль снижения колебаний скорости звена приведения на установившемся режиме.

2) периодическую переменную составляющую приведенного суммарного момента инерции $J_{II}^{IP}(\varphi)$ так называемой второй группы звеньев, являющуюся внутренним источником колебаний кинетической энергии за счет изменений скоростей звеньев даже при постоянном значении скорости звена приведения. Вторая группа звеньев может быть значительно снижена или уравновешена. Например, в многоцилиндровом ДВС выбор формы коленчатого вала позволяет снизить неравномерность вращения и произвести уравновешивание машины наиболее эффективным способом.

Таким образом, при определении приведенных моментов сил и моментов инерции не требуется знания законов движения звеньев, для расчёта необходимы лишь кинематические передаточные функции. Поскольку значения их зависят от обобщенной координаты, то параметры динамической модели в общем случае не постоянны, они являются функцией обобщенной координаты звена приведения φ , и зависят от его выбора. Поэтому в качестве звена приведения целесообразно принимать то звено, которое не совершает остановки, кинематические передаточные функции при таком выборе ни при каких положениях механизма не обращаются в бесконечность. Обычно за звено приведения выбирают вращающееся звено.

Рассмотрение общих свойств динамической модели механизма с числом степеней свободы $w = 1$ и жесткими звеньями показывает, что при применении одномассовой динамической модели можно определить закон движения, проанализировать энергетические процессы в машине и осуществить на этой основе оптимизацию параметров МА по динамическим критериям и критериям экономичности расхода энергии.

3.4. Анализ устойчивости по динамической модели

Динамическая модель механизма с жесткими звеньями может быть использована для анализа устойчивости МА. Под устойчивостью режимов работы понимается способность сохранения выбранных координат состояния, например, скорости вращения ω и нагрузки (крутящего момента $M_{кр}$), при действии внутренних и внешних возмущений. Поскольку координаты состояния МА определяют и его

экономичность, то параметры, характеризующие устойчивость, оказывают влияние и на экономичность, и на производительность.

Равновесный режим (равенства движущего момента и момента сопротивления) может нарушаться по разным причинам, например, в рассмотренном случае судового МА на (см. рис.1.2) возмущением может служить кратковременное оголение винта при волнении, которое вызывает изменения момента сопротивления винта M_4 и его скорости вращения. Когда момент сопротивления примет прежнее значение, МА может вернуться в исходное равновесное состояние. Такой режим называется устойчивым.

Рассмотрим работу МА (см. рис.1.2) при постоянных значениях суммарного приведенного момента и приведенного момента инерции. Наложение характеристик двигателя и модуля момента сопротивления (см. рис. 3.8) даст параметры равновесного режима как точку их пересечения $|M_{\text{сопр}}| = M_{\text{дв}}$. Естественно, что необходимо накладывать приведенные к одному и тому же звену характеристики моментов, но для сокращения записей в дальнейшем индекс звена приведения указывать не будем. При нелинейных статических характеристиках двигателя получим два возможных режима работы МА в точках 1 и 2.

Из рис. 3.8 очевидно, что в случае отклонения от равновесного режима I в сторону возрастания скорости вращения ω происходит резкое снижение момента двигателя $M_{\text{дв}}$, и даже при постоянном моменте сопротивления $|M_{\text{сопр}}|$ МА стремится вернуться под действием отрицательного суммарного момента $M_{\Sigma} = (M_{\text{дв}} + M_{\text{сопр}}) < 0$ в равновесную точку 1. При отклонении от режима I в сторону снижения скорости ω приведенный движущий момент превышает момент сопротивления, поэтому положительный суммарный приведенный момент $M_{\Sigma} > 0$ вызывает действие положительного ускорения в сторону увеличения скорости ω и возвращение к исходному режиму I.

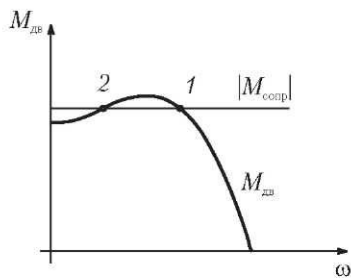


Рис. 3.8. Устойчивый (1) и неустойчивый (2) режимы работы

При отклонении от неустойчивого равновесного режима, например от точки 2 вправо, возникающая разность движущего момента и момента сопротивления $M_{\Sigma} = (M_{\text{дв}} - M_{\text{сопр}}) > 0$, что вызывает еще большее отклонение от равновесного режима, поэтому возникающий положительный суммарный момент $M_{\Sigma} > 0$ выводит МА на другой равновесный режим в точке 1. В случае отклонения от равновесного режима 2 в сторону снижения скорости $\omega < \omega_2$ отрицательный суммарный момент $M_{\Sigma} < 0$ вызывает остановку двигателя.

Количественная оценка устойчивости режима характеризуется так называемым фактором устойчивости

$$F_{\text{уст}} = - \left(\frac{\partial M_{\text{сопр}}^{\text{пр}}}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{\text{дв}}^{\text{пр}}}{\partial \omega} \right),$$

где $\frac{\partial M_{\text{сопр}}^{\text{пр}}}{\partial \omega}$, $\frac{\partial M_{\text{дв}}^{\text{пр}}}{\partial \omega}$ – частные производные соответственно момента сопротивления и движущего момента по скорости.

При положительном значении фактора устойчивости $F_{\text{уст}}$ равновесный режим устойчив, если $F_{\text{уст}} < 0$, то режим неустойчив.

Мы рассмотрели несколько идеализированный случай равновесного режима при равенстве работ движущих сил и сил сопротивления в каждый момент движения. Однако на практике это равенство работ в течение всего цикла движения наблюдается чрезвычайно редко, а чаще обеспечивается только в отдельные моменты. Обычно происходит непрерывное колебание скорости движения, например, из-за изменения приведенного момента сил и момента инерции ДВС. Но описанные выше закономерности сохраняются, а фактор устойчивости будет оказывать влияние на амплитуду колебаний скорости. Таким образом, анализ устойчивости позволяет сделать вывод об устойчивости работы МА на выбранном режиме и его склонности к колебаниям. Рассмотренные условия статической устойчивости являются необходимыми, но не достаточными. Окончательный вывод может быть сделан только при анализе дифференциального уравнения системы управления МА с учетом динамических характеристик двигателя и рабочей машины.

3.5. Определение уравнения движения

Динамическая модель механизма с жесткими звеньями может быть представлена в виде одного звена, к которому приведены силы и массы (см. рис. 3.4). Закон движения выбранного звена может быть найден по приведенным параметрам динамической модели. Применим теорему об изменении кинетической энергии к динамической модели и, опустив для упрощения записи номер звена в обозначении

угла поворота φ , угловой скорости $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ и ускорения $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$, получим

$$\sum A = T(\varphi) - T(\varphi_{\text{нач}}),$$

где $T = J_{\Sigma} \frac{\omega(\varphi)^2}{2}$ – текущее значение кинетической энергии;

$T(\varphi_{\text{нач}}) = J_{\Sigma}(\varphi_{\text{нач}}) \frac{\omega_{\text{нач}}^2}{2}$ – начальное значение кинетической энергии;

$\varphi_{\text{нач}}, \omega_{\text{нач}}, J_{\Sigma}(\varphi_{\text{нач}})$ – начальные значения соответственно угловой координаты, скорости и суммарного приведенного момента инерции.

Сумму работ можно представить в виде интеграла с переменным верхним пределом φ от суммарного приведенного момента $M_{\Sigma}(\varphi)$ по углу поворота, поэтому

$$\sum A = \int_{\varphi_{\text{нач}}}^{\varphi} M_{\Sigma}^{\text{пр}} d\varphi = \frac{J_{\Sigma} \omega^2}{2} - \frac{J_{\Sigma_{\text{нач}}} \omega_{\text{нач}}^2}{2}.$$

Закон движения $\omega(\varphi)$ звена приведения представляет решение предыдущего уравнения в виде функции обобщенной координаты φ

$$\omega(\varphi) = \frac{\sqrt{2 \sum A(\varphi) + T_{\text{нач}}}}{J_{\Sigma}(\varphi)}.$$

Продифференцировав выражение суммы работ по координате φ , получим дифференциальное уравнение движения

$$M_{\Sigma} = \frac{\partial J_{\Sigma} \omega^2}{2 \partial \varphi}.$$

Учитывая, что $T_{\text{маш}}$ – величина постоянная, получим дифференцированием

$$M_{\Sigma} = J_{\Sigma} \varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{\Sigma}}{d\varphi},$$

угловое ускорение звена приведения

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{M_{\Sigma}}{J_{\Sigma}} - \frac{\omega^2}{2J_{\Sigma}} \frac{dJ_{\Sigma}}{d\varphi}.$$

Каким бы сложным не был МА с одной степенью свободы, выполнив приведение сил и масс, его можно представить как одно звено с переменным моментом инерции, в общем случае зависящим от обобщенной координаты φ . Поэтому алгоритм расчета динамической модели строится в виде функции φ , принимаемой за независимую переменную. Как правило, возникает необходимость связать расчетные значения координаты φ со временем. Для этого запишем известное соотношение угловой скорости $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$, откуда выразим бесконечно малый интервал времени $dt = \frac{d\varphi}{\omega}$. Проинтегрируем его и получим

$$t = \int_0^t dt = \int_0^{\varphi} \frac{d\varphi}{\omega}.$$

Таким образом, определение соответствующих моментов времени движения связано с интегрированием обратной функции $\frac{1}{\omega(\varphi)}$.

3.6. Анализ законов движения машин

Для анализа возможных режимов движения машин рассмотрим полученное в предыдущем параграфе уравнение движения, отметив, что суммарная работа $A_{\Sigma}(\varphi)$ и суммарный приведенный момент инерции $J_{\Sigma}(\varphi)$ зависят от обобщенной координаты φ или времени. Проанализировав уравнения движения, можно сделать вывод, что процесс работы МА делится на установившийся и неустойчивый режимы (см. рис.3.9).

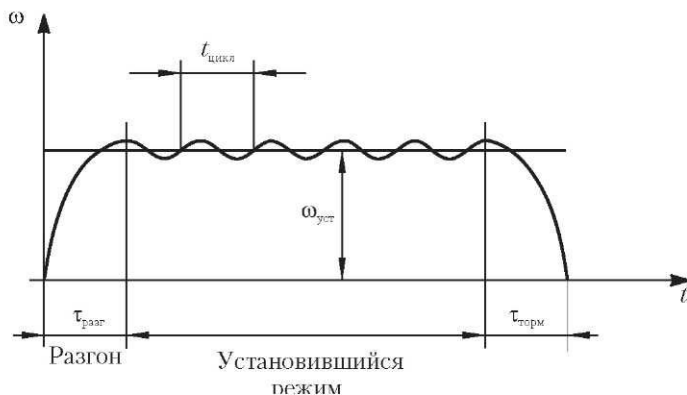


Рис. 3.9. Режимы работы машинного агрегата

1. Разгон – режим неустановившегося движения с возрастанием скорости звена за счет превышения работы движущих сил над работой сил сопротивления. Время разгона машинного агрегата до заданной скорости $\tau_{\text{разг}}$ является важнейшей динамической характеристикой, характеризующей быстрдействие и производительность МА.

2. Установившийся режим движения – это когда скорость начального звена постоянна (стационарный режим) или совершает периодические колебания около среднего значения $\omega_{\text{ср}}$. Работа движущих сил и работа сил сопротивления за цикл движения принимаются равными. Колебания скорости происходят за счет периодических изменений работ сил и кинематических передаточных функций механизма. Установившееся движение характеризуется амплитудой колебаний скорости и периодом колебаний $t_{\text{цикл}}$ который определяется частотой действия внешних возмущений или цикловым углом работы механизма.

3. Торможение (останов, выбег и др.) – переходный режим, на котором работа сил сопротивления превышают работу движущих сил, за счет чего происходит снижение кинетической энергии и скорости МА. Время торможения $\tau_{\text{торм}}$ часто бывает не менее важной характеристикой, чем время разгона.

4. Неустановившиеся режимы разгона и торможения являются переходными (неравновесными процессами) между установившимися режимами. У некоторых машин устано-

вившееся движение может отсутствовать, а разгон и торможение могут следовать непосредственно друг за другом. В таком «комбинированном цикле неперiodического неустановившегося движения», характеризующегося остановками звена приведения на неопределённое время, начальные и конечные параметры движения являются одинаковыми – «нулевыми», что наделяет данный цикл разгон-торможение свойствами как установившегося, так и неустановившегося движения. На практике часто возникает необходимость оптимизации циклов такого типа. Например, в Европе работу машинных агрегатов с ДВС оценивают по типичному ездовому циклу.

3.7. Расчет усилий в кинематических парах плоских механизмов

Динамические критерии отражают изменение сил, действующих при движении механизма. Для проведения силового расчета в механизме выделяют внешние и внутренние силы, под последними понимаются силы взаимодействия в кинематических парах. Силовой расчет выполняется с учетом ускоренного движения звеньев. Для этого воспользуемся методом кинематики, который заключается в том, что к реальной системе сил добавляются силы инерции. Под действием всех сил система окажется в динамическом равновесии. Главный вектор сил инерции i -го звена приложен в центре масс

$$\vec{F}_{ин} = -m_i \vec{a}_{S_i},$$

где m_i – масса звена; \vec{a}_{S_i} – ускорение центра масс.

Главный момент сил инерции равен

$$M_{ин i} = -J_{iS} \epsilon_i,$$

где J_{iS} – момент инерции звена относительно центра масс S_i ; ϵ_i – угловое ускорение i -го звена.

В результате для звеньев, находящихся в динамическом равновесии под действием реальных сил и сил инерции, можно записать

$$\begin{aligned} \Sigma \vec{F}_i + \Sigma \vec{F}_{ин} &= 0; \\ \Sigma M(\vec{F}) + \Sigma M_{ин i} + \Sigma M(\vec{F}_{ин}) + \Sigma M_i &= 0, \end{aligned}$$

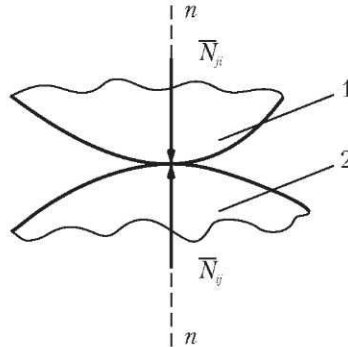


Рис. 3.10. Взаимодействие сил в высшей кинематической паре: 1 – звено i ; 2 – звено j ; nn – общая нормаль в точке контакта звеньев ij

где $\Sigma \bar{F}_i$, $\Sigma \bar{F}_{ин}$ – векторная сумма сил, действующих на i -е звено; $\Sigma M(\bar{F})$ – сумма моментов пар и реальных сил; $M(\bar{F}_{ин})$ – момент главного вектора сил инерции; ΣM_i – сумма моментов сил инерции относительно выбранной точки.

Искомые реакции в кинематических парах входят как составные части в состав сумм $\Sigma \bar{F}_i$ и $\Sigma M(\bar{F})$, так как выделение отдельного звена из состава механизма делает их «внешними», т.е. приложенными извне к выделенному звену. Возможность учёта сил трения в кинематических парах изложена в главе 5. Рассмотрим подробнее реакции в кинематических парах, полагая, что трение в них отсутствует.

Допущения об отсутствии сил трения в высших кинематических парах позволяет считать идеальную реакцию F_p , направленной по общей нормали nn в точке контакта, т.е. известным (см. рис. 3.10.). На начальном этапе расчета неизвестной является величина этой реакции.

В нижней вращательной кинематической паре неизвестными являются как модуль реакции, так и её угловое направление, хотя при отсутствии сил трения реакция должна пройти через центр шарнира.

В поступательной кинематической паре направление реакции известно, неизвестными являются величина и точка приложения реакции, с учетом того что силы могут быть распределены по поверхности контакта неравномерно.

Если в плоском механизме имеются только низшие кинематические пары, то для каждого выбранного звена можно записать три алгебраических уравнения равновесия, соот-

ветствующих, например, проекциям сил на оси Y и X , а также сумме моментов относительно произвольно выбранной точки. Поскольку на одном звене будут расположены как минимум две низшие кинематические пары, то число неизвестных в уравнениях равновесия будет равно четырем. В результате, если из механизма с числом степеней свободы $w = 1$ выделить одно звено, то при записи трёх независимых уравнений равновесия в них будут четыре неизвестных силовых фактора. Таким образом, система будет статически неопределима, и формальный расчет числа степеней свободы одного звена по формуле Чебышева

$$w = 3n - 2p_n - p_v,$$

дает следующий результат: $n = 1$, $p_n = 2$, $p_v = 0$, $w_{ав} = 3 - 2 \cdot 2 - 0 = -1$, поэтому начинать силовой расчет следует, выбрав из механизма статически определенную группу звеньев, в которой число степеней свободы равно нулю:

$$w = 0 = 3n - 2p_n.$$

Такая группа звеньев называется структурной: она содержит определенное число звеньев и низших кинематических пар, соотношение между которыми при $w = 0$ $n = \frac{2}{3}P_H$.

Таким образом, хотя плоский механизм при $w = 1$ статически определим, силовой расчет следует проводить в определенной последовательности, учитывая, что в результате можно установить и некоторое число неизвестных внешних сил при заданном законе движения. Таким образом, при заданном в расчёте законе движения не может быть принята произвольно система внешних сил, но в результате расчёта могут быть получены силы инерции и некоторые внешние силы, при действии которых осуществим выбранный закон движения.

После определения усилий в кинематических парах структурных групп звеньев с $w = 0$, можно приступить к определению сил, которые действуют в первичном механизме, состоящем из одного звена и одной низшей кинематической пары и обладающем $w = 1$.

Аналогично проводится расчёт усилий в механизмах с высшими кинематическими парами.

Кроме того, на фундамент со стороны машины действуют моменты сил.

3.8. Динамическое воздействие машины на фундамент и основные методы виброзащиты

Определение усилий в кинематических парах, связанных со стойкой, позволяет определить суммарное усилие, передающееся машиной на фундамент

$$\bar{F}_{\Sigma} = \bar{G}_{\Sigma} + \Sigma \bar{F}_{ин},$$

где \bar{G}_{Σ} – сумма сил тяжести звеньев машины, $\Sigma \bar{F}_{ин}$ – сумма сил инерции звеньев. Таким образом, воздействие машины на фундамент можно разложить на две составляющие:

- статистическую, определяемую силами тяжести;
- динамическую, связанную с силами инерции, возникающими при движении.

Динамическое воздействие машины на основание вызывает вибрации, которые могут восприниматься другими машинами и человеком.

Вредными последствиями вибрации могут быть:

- увеличение динамических нагрузок на звенья и кинематические пары, вызывающие повышенный износ или усталостные поломки;
- нарушение закона движения звеньев, устойчивости движения и протекания рабочего процесса машины;
- повышенный шум, оказывающий непосредственное влияние на работоспособность и здоровье человека.

Суммарное воздействие машины на основание, т.е. главный вектор сил инерции всех неподвижных звеньев механизма, равен

$$\Sigma F_{ин} = -m_c \bar{a}_c$$

где m_c – суммарная масса подвижных звеньев; a_c – ускорение центра масс механизма. В связи с этим условие будет выполнено только при неизменности положения центра масс механизма и, следовательно, $a_c = 0$. Таким образом, при полном статическом уравнивании механизма центр масс его должен быть неподвижным. Например, можно провести статическое уравнивание, размещая на подвижных звеньях механизмов корректирующие массы, усилия которых действуют в противоположном направлении силам инерции звеньев. По этой причине их часто называют противовесами. Целью уравнивания машины обычно является снижение или полное исключение динамичес-

кого воздействия машины на основание. При выбранных конструкции машины и вида управления интенсивность ее колебаний можно снизить следующими способами:

1) уменьшением виброактивности источника колебаний, снижением его мощности, например, снижением динамических реакций. С этой целью производят балансировку и уравнивание деталей и всего механизма;

2) устранением резонансных явлений в машине, изменением его собственных частот, увеличением диссипации энергии колебаний в машине, демпфирование их;

3) формированием дополнительных динамических воздействий с помощью динамических гасителей колебаний;

4) применением пружинных разгружающих устройств в машине с целью перераспределения усилий в течение цикла и снижения амплитуды силового воздействия на главный вал машины;

5) виброизоляцией машины от основания с помощью виброзащитного устройства, например, пневматической подвеской в автомобиле.

Оценку эффективности виброзащитных устройств – демпферов, динамических гасителей и виброизоляторов – принято производить на критериальной основе [10]. Эффективность устройств виброзащиты можно оценить с помощью коэффициента эффективности, представляющего собой отношение параметров колебаний (например, амплитуды) с виброзащитным устройством к значению этого параметра без виброзащиты. Для оценки воздействия эффективности виброизоляции основания часто применяют обратное отношение – коэффициент динамичности, который определяется, как отношение усилия, передаваемого на основание, к максимальному значению динамических усилий, и т.п. Эти коэффициенты могут быть выбраны в качестве динамических критериев оптимизации при проектировании машин.

3.9. Уравнивание роторов

Ротором обычно называют вращающееся тело. Он является неуравновешенным, если при его вращении возникает динамическая сила давления на опоры, вызванная силами инерции. Различают следующие виды неуравновешеннос-

ти ротора: *a* – статическую; *б* – моментную; *в* – динамическую (рис. 3.11).

Мерой статической неуравновешенности (см. рис. 3.11,*a*) является дисбаланс $D_{ст}$, который представляет собой векторную величину, равную произведению массы ротора m на расстояние от центра масс S до его оси (эксцентриситет e). Направление дисбаланса $\bar{D}_{ст}$ (\bar{D}) совпадает с направлением главного вектора сил инерции.

$$\bar{F}_{ин} = \omega^2 m \bar{e} = \omega^2 \bar{D}_{ст}.$$

Моментная неуравновешенность выражается главным моментом двух равных по модулю, но противоположных по направлению дисбалансов D_M (см. рис. 3.11,*б*).

$$M_{дин} = D_M l \omega^2,$$

где l – расстояние между двумя перпендикулярными оси вращения произвольно выбранными плоскостями, в которых расположены дисбалансы

$$\bar{D}_{M_1} = -\bar{D}_{M_2}.$$

При моментной неуравновешенности центр масс ротора лежит на оси вращения ротора, но главная центральная ось инерции ротора параллельна оси вращения. В общем случае динамической неуравновешенности главная центральная ось ротора наклонена к оси вращения, но центр масс не лежит на ней, что вызывает одновременное действие силы инерции $F_{ин}$ и момента сил инерции на опоры $M_{ин}$ (см. рис. 3.11, *в*).

Балансировкой ротора называется процесс определения дисбалансов и их снижение путем добавления корректирующих масс. Балансировка представляет собой уравновешивание сил инерции, действующих на ротор. В общем случае силы инерции можно заменить главным вектором

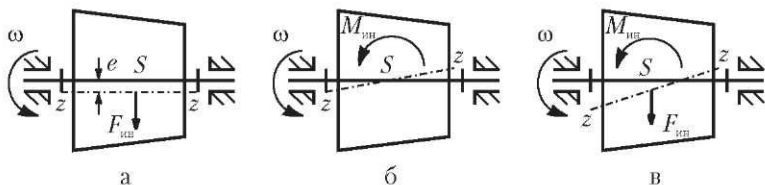


Рис. 3.11. Виды неуравновешенности роторов:
a – статическая; *б* – моментная; *в* – общая (динамическая)

и главным моментом или двумя скрещивающимися силами, расположенными в произвольных плоскостях. Для приведения в равновесие такой системы сил достаточно уравновесить их при помощи двух противовесов, расположенных в двух произвольно выбранных плоскостях, перпендикулярных оси вращения.

Балансировку ротора проводят на специальных балансировочных станках путем наварки или привинчивания корректирующих масс либо высверливания или фрезерования ротора с противоположной стороны дисбалансу.

На установившемся режиме движения низшая частота динамического нагружения равна частоте вращения главного вала машины ω , но сами дисбалансы D и их моменты не зависят от частоты вращения ротора. Расчет массы противовеса производится по величине выявленного дисбаланса D :

$$m_{\text{ксп}} = \frac{D}{r_{\text{уст}}},$$

где $r_{\text{уст}}$ – радиус установки корректирующей массы; $m_{\text{ксп}}$ выбирается из конструктивных соображений и удобства установки.

3.10. Уравновешивание плоских механизмов

3.10.1. Метод заменяющих масс

Даже при равномерном вращении главного вала машины часто возникает динамическое воздействие её на основание $F_{\text{дин}}$ и $M_{\text{дин}}$. Механизм, который оказывает на основание динамическое воздействие в виде силы $F_{\text{дин}}$, называется статически неуравновешенным. Снижение этого динамического усилия $F_{\text{дин}}$ до допустимого уровня или сведение его к нулю называется статическим уравновешиванием. Но даже в последнем случае $F_{\text{дин}} = 0$ на основание машины может воздействовать переменный момент $M_{\text{дин}} \neq 0$.

Главный вектор $F_{\text{дин}}$ численно равен сумме главных векторов сил инерции подвижных звеньев механизма $F_{\text{дин}} = \sum F_{\text{инерт}}$.

Выполнение условия $F_{\text{дин}} = 0$ возможно лишь тогда, когда центр масс механизма не перемещается при его движении.

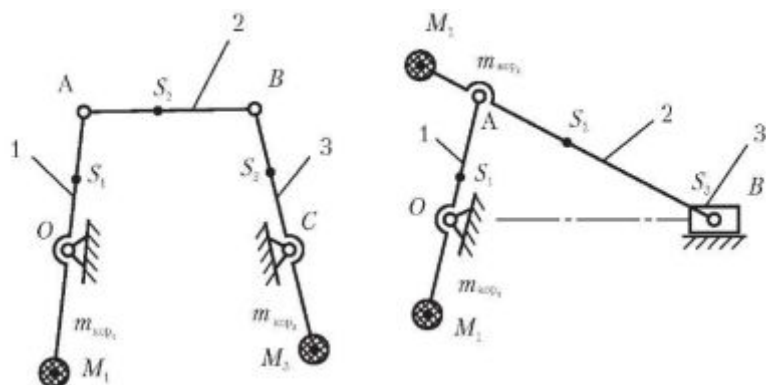


Рис. 3.12. Полное статическое уравновешивание механизмов методом заменяющих масс:

- a* – уравновешивание четырех-шарнирного механизма;
- б* – уравновешивание кривошипно-ползунного механизма

Этого стараются достигнуть, размещая на подвижных звеньях механизма дополнительные корректирующие массы, часто называемые противовесами. Выполнить статическое уравновешивание механизма можно, используя метод заменяющих масс, которые вводятся в расчёт вместо распределенных по звену реальных масс. В теоретической механике за эквивалентную динамическую систему принята точечная масса, помещенная в центр масс звена, и момент инерции распределенных масс относительно этого центра. Метод заменяющих масс предполагает замену реально распределенных по звену масс двумя сосредоточенными в шарнирах массами. Рассмотрим пример четырех-шарнирного механизма (см. рис.3.12.а) масса которого

$$m_2 = \sum dm_i$$

заменяется двумя массами m_A и m_B , сосредоточенными в шарнирах *A* и *B*.

Поставим при этом условие *сохранения массы* в виде

$$m_A + m_B = m_2$$

Такая «двухмассовая» система не всегда будет эквивалентна реальному звену. Чтобы добиться большего подобия реального звена и звена с заменяющими массами, поставим условие сохранения центра масс, т.е. расположения общего

центра двух заменяющих масс m_A и m_B в точке реального центра масс S_2 звена 2

$$m_A L_{AS_2} = m_B L_{BS_2}.$$

Значения заменяющих масс могут быть получены из совместного решения уравнений «сохранения массы» и «сохранения центра масс»

$$m_A = m_2 \frac{L_{BS}}{L_{AB}}; \quad m_B = m_2 \frac{L_{AS}}{L_{AB}}.$$

Полной эквивалентности расчётной двухмассовой и реальной систем все же мы не сможем добиться, так как момент инерции двух заменяющих масс m_A и m_B относительно центра масс S_2 не совпадает со значениями момента инерции, распределенных по шатуну масс.

Таким образом, при замене реального звена двумя сосредоточенными в шарнирах заменяющими массами главный вектор сил инерции реального звена $\vec{F}_{ин}$ будет равен главному вектору сил инерции заменяющих масс

$$\vec{F}_{дин} = \vec{F}_{ин} = -(m_A \vec{a}_A + m_B \vec{a}_B)$$

где \vec{a}_A, \vec{a}_B – ускорения точек A и B .

Однако главный момент сил инерции замещающих масс m_A и m_B не будет равен главному моменту $M_{ин}$ реального звена. Такая принятая «двухмассовая» расчетная схема звена не будет вполне эквивалентна реальной системе, но она позволит достаточно просто произвести статическое уравновешивание механизма, размещая противовесы на двух звеньях, совершающих вращательное движение (см. рис. 3.12,а).

3.10.2. Полное статическое уравновешивание механизма

Так как при статическом уравновешивании выполняется условие , то замена реального звена двумя заменяющими массами является вполне допустимой, а уравновешивание четырех-шарнирного механизма (рис 3.12,а) может быть произведено с помощью двух корректирующих масс, расположенных на звеньях 1 и 3:

$$m_{кор1} = \frac{m_{2A} L_{AO} + m_1 L_{OS_1}}{L_{OM_1}}, \quad m_{кор2} = \frac{m_{AB} L_{CB} + m_3 L_{CS_3}}{L_{CM_2}}$$

где m_1, m_3 – массы звеньев 1 и 3; L_{OS_1}, L_{CS_1} – расстояния от центров вращения до центров масс звеньев; L_{OM_1}, L_{CM_1} – расстояния от центров вращения до центров корректирующих масс, расположенных на звеньях 1 и 3.

Таким образом статическое уравнивание четырёх-шарнирного механизма (см. рис. 3.12,а) методом заменяющих масс производится двумя противовесами, установленными на вращающиеся звенья 1 и 3, причем общие центры масс вращающихся звеньев заменяющих масс и противовесов оказываются в центре вращения и не меняют своего положения при движении механизма. Поэтому при установке двух корректирующих масс на вращающихся звеньях четырёх-шарнирного механизма (см. рис. 3.12.а), он будет полностью статически уравновешен.

Попробуем уравновесить методом заменяющих масс кривошипно-ползунный механизм, имеющий только одно вращающееся звено – кривошип 1 (рис. 3.12,б). Располагая корректирующую массу $m_{кор2}$ на продолжении шатуна 2, можно сместить общий центр масс противовеса, звеньев 2 и 3 в точку А, совершающую вращение вокруг неподвижного центра О. Для этого нужно обеспечить условие

$$m_2 L_{AS} + m_3 L_{AB} = m_{кор2} L_{AM_2},$$

где m_2, m_3 – массы звеньев 2 и 3; L_{AS} – расстояние от центра шарнира А до центра масс S_2 звена 2; L_{AB} – длина шатуна 2; – расстояние от центра M_2 корректирующей массы $m_{кор2}$ до шарнира А.

Далее становится легко объяснимым выбор величины корректирующей массы, расположенной на кривошипе 1 с целью уравнивания масс звеньев 3 и 2 с корректирующей массой $m_{кор2}$:

$$m_{кор1} = \frac{(m_2 + m_3 + m_{кор2})L_{OA} + L_{OS_1}m_1}{L_{OM_1}},$$

где $L_{OS_1}m_1$ – масса груза 1 и его расстояние до центра вращения на звене; L_{OM_1} – расстояние от корректирующей массы до центра вращения.

В результате статического уравнивания при выбранных допущениях расчёта суммарная масса подвижных звеньев механизма 1, 2, 3 и противовесов оказалась смещенной

в неподвижную точку O . Это означает, что кривошипно-ползунный механизм (см. рис. 3.12,б) оказался полностью статически уравновешен, т.е. в любом положении механизма $F_{дин} = 0$. Однако расположение противовеса $m_{\text{впр2}}$ на шатуне 2 практически не применяется, так как значительно увеличивает габаритные размеры механизма. Поэтому на практике часто производят частичное статическое уравновешивание кривошипно-ползунного механизма, при котором часть подвижных масс остается неуравновешенной.

3.10.3. Частичное статическое уравновешивание механизма

Применяя метод заменяющих масс при статическом и уравновешивании кривошипно-ползунного механизма (см. рис. 3.13,а), рассчитаем значения заменяющих масс звеньев 2 и 3, расположенных в точках A и B , из условий сохранения масс и сохранения центра масс:

$$m_A = m_2 \frac{L_{AS}}{L_{AB}}; \quad m_B = m_3 \frac{L_{AS}}{L_{AB}} + m_3.$$

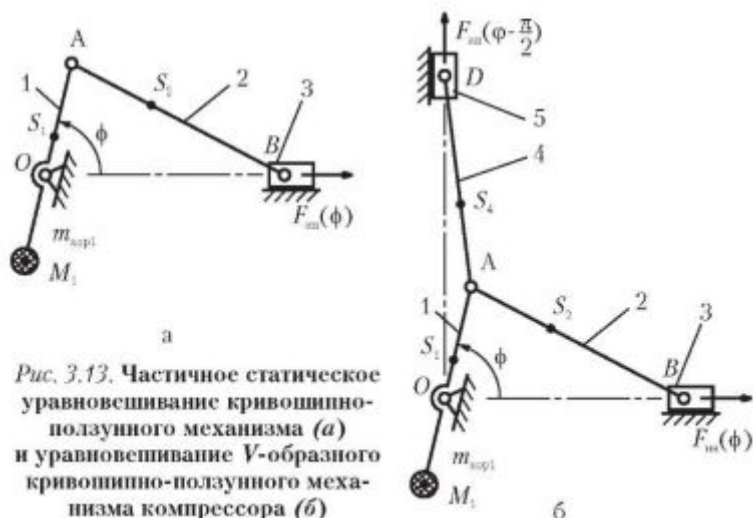


Рис. 3.13. Частичное статическое уравновешивание кривошипно-ползунного механизма (а) и уравновешивание V-образного кривошипно-ползунного механизма компрессора (б)

Частичное уравнивание кривошипно-ползунного механизма от сил инерции массы m_1 и заменяющей массы m_A часто производят одним противовесом $m_{\text{конт}}$, расположенным на кривошипе 1:

$$m_{\text{конт}} = \frac{m_1 L_{O_1 A_1} + m_A L_{O_1 A}}{L_{O_1 M_1}}.$$

При этом заменяющая масса m_B в точке B остается неуравновешенной. Поскольку заменяющая масса m_B совершает возвратно-поступательное прямолинейное движение с ускорением a_B , то для определения динамического воздействия механизма на основание рассчитаем силу инерции, возникающую при вращении кривошипа 1 с постоянной угловой скоростью ω :

$$F_{\text{ин}} = m_B \omega^2 L_{O_1 A} (\cos \varphi + \frac{1}{2} \cos 2\varphi).$$

Как мы это выяснили ранее при исследовании кривошипно-ползунного механизма, ускорение поршня имеет две гармонические составляющие. Поэтому динамическое воздействие механизма (см. рис. 3.1) на основание будет иметь две гармонические составляющие силы инерции направленной по оси ползуна OB :

$$F_{\text{ин}}(\varphi) = F_{\text{ин}}(I) + F_{\text{ин}}(II),$$

где $F_{\text{ин}}(I) = m_B \omega^2 L_{O_1 A} \cos \varphi$ – гармоническая составляющая первого порядка неуравновешенной силы инерции заменяющей массы в точке B ; $F_{\text{ин}}(II) = m_B \omega^2 L_{O_1 A} \frac{1}{2} \cos 2\varphi$ – гармоническая составляющая второго порядка.

Из рассмотрения предыдущих примеров уравнивания механизмов очевидно, что достаточно просто происходит уравнивание вращающихся масс. При уравнивании масс кривошипно-ползунного механизма, совершающих прямолинейное движение, часто встречаются конструктивные ограничения. При проектировании многоцилиндрового ДВС идут путём выбора разного числа цилиндров и углового расположения кривошипов коленчатого вала с целью равномерного чередования рабочих процессов. Если же для полного уравнивания ДВС требуется значительное усложнение его конструкции, то двигатель делается частично уравниваемым.

На рис. 3.13,б изображена схема механизма двух – цилиндровой компрессорной поршневой машины, оси цилиндров которой расположены под углом 90° . Силы инерции двух цилиндров, действующие по вертикальной и горизонтальной осям, оказываются сдвинутыми по фазе на этот угол:

$$F_{\text{верт}}(\varphi) = F_{\text{гор}}(\varphi - \frac{\pi}{2}).$$

Поскольку поршни 3 и 5 двигаются по гармоническому закону, то сумма их неуравновешенных сил инерции первого порядка сводится к вращающемуся вектору

$$\sum \bar{F}_{\text{ин}} = \bar{F}_{\text{верт}} + \bar{F}_{\text{гор}},$$

имеющему постоянный модуль

$$|\sum F_{\text{ин}}| = m_s \omega^2 L_{\text{ос}}, \text{ так как } (\cos\varphi)^2 + \cos^2(\varphi - \frac{\pi}{2}) = 1.$$

Такое динамическое воздействие вращающегося вектора $\sum \bar{F}_{\text{ин}}$ можно уравновесить одним дополнительным противовесом, расположенным на кривошипе 1.

Можно указать и универсальный способ уравновешивания прямолинейно движущихся масс, который состоит в применении двух равных по величине, но вращающихся в противоположные стороны противовесов (рис. 3.14, а,б).

Для уравновешивания заменяющей массы m_{2A} служит корректирующая масса $m_{\text{корп1}}$. Для уравновешивания силы инерции первого порядка $F_{\text{ин}}(I)$ (см. рис. 3.14,а) служат два противовеса 4, которые вращаются в разные стороны с угловой скоростью соответственно ω и $-\omega$ кривошипа. Таким образом, углы поворота противовесов 4 равны углу поворота кривошипа 1

$$\gamma = \varphi.$$

Развиваемая каждым противовесом сила инерции (первой гармоники) $F_{\text{уп}}(I)$ может быть разложена по координатам X и Y. Проекции уравновешивающих сил первой гармоники на ось Y взаимно уничтожаются

$$F''_y(I) - F'_y(I) = 0.$$

Проекции уравновешивающих сил первой гармоники на ось цилиндра X дают равнодействующую

$$F'''_x = F'_x(I) + F''_x(II),$$

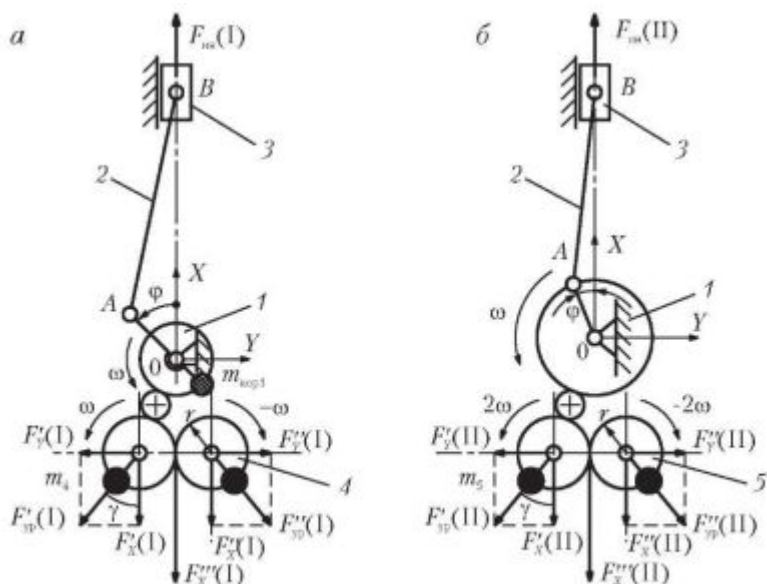


Рис. 3.14. Уравновешивание кривошипно-ползунного механизма противовесами на дополнительных валах: *а* – уравновешивание первой гармонической составляющей силы инерции; *б* – уравновешивание второй гармонической составляющей силы инерции

противоположному направлению первой гармонике силы инерции $F_{ин}(I)$ заменяющей массы m_b . Выбором величин двух одинаковых корректирующих масс *4* можно сделать проекцию всех сил инерции на ось *X* равной нулю (рис. 3.14, *а*).

$$F_{ин}(I) - 2m_{кор} \omega^2 r \cos \varphi = 0$$

Аналогично можно поступить для уравновешивания сил инерции второго порядка. В этом случае две равные корректирующие массы *5* должны иметь вдвое большую скорость вращения (см. рис. 3.14, *б*), т.е. $\omega_2 = 2\omega_1$.

Подобным образом, раскладывая неуравновешенную силу инерции масс, совершающих возвратно-поступательное прямолинейное движение, на отдельные гармонические составляющие, можно уравновесить любой механизм, применяя для уравновешивания каждой гармонической составляющей систему двух противовесов, вращающихся в разные стороны с частотой отдельных гармоник. Однако неуравно-

вешенная гармоническая составляющая сил второго порядка у кривошипно-ползунного механизма в $\lambda = L_{AB}/L_{OA}$ раз меньше по модулю, чем у сил инерции первой гармоники. Поэтому на практике уравнивание гармонических составляющих высоких порядков обычно не производят в виду быстрого их уменьшения.

3.10.4. Уравнивание многоцилиндровых поршневых машин

Большинство поршневых ДВС имеет несколько цилиндров и одинаковых звеньев шатунно-поршневых групп, соединенных общим коленчатым валом. Конструкция многоцилиндровых машин зависит от типа рабочего процесса в цилиндре и связана также с возможностью уравнивания сил инерции, действующих в различных цилиндрах.

На рис. 3.15,а изображена схема рядной двухцилиндровой машины, у которой кривошипы коленчатого вала цилиндров сдвинуты на угол φ . Поэтому силы инерции первого порядка разных цилиндров оказываются направленными в противоположные стороны и взаимно уравнивают друг друга

$$\sum \bar{F}_m(I) = 0.$$

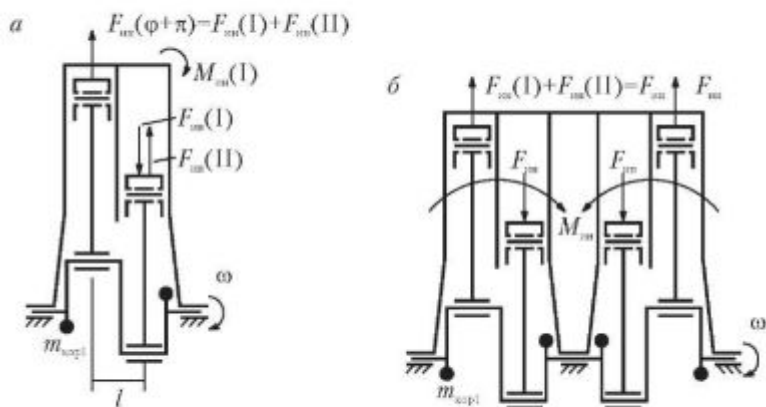


Рис. 3.15. Уравнивание многоцилиндровой поршневой машины: а – двух-цилиндровый ДВС; б – четырёх-цилиндровый ДВС

При этом остаётся неуравновешенным момент сил инерции первого порядка, действующих на плече, равном расстоянию l между осями цилиндров

$$M_{in}(I) = F_{in}(I)l.$$

Гораздо лучше происходит взаимодействие моментов сил инерции первого порядков в рядном четырехцилиндровом ДВС (см. рис. 3.15,б), в котором не только сумма сил инерции первого порядка

$$\sum \bar{F}_{in}(I) = 0$$

равна нулю, но и возникающие моменты сил инерции первого порядка двух цилиндров

$$\sum M_{in}(I) = 0$$

направлены в противоположные стороны и взаимно уравновешивают друг друга внутри двигателя, не передаваясь на опоры.

При проектировании многоцилиндрового ДВС путём выбора числа цилиндров и углового расположения кривошипов коленчатого вала стремятся уравновесить силы инерции первого и второго порядков, а также их моменты. Для этого часто прибегают к уравновешиванию ДВС с помощью дополнительных устройств (см. рис. 3.14). Если же для полного уравновешивания ДВС требуется значительное усложнение его конструкции, то двигатель делается частично уравновешенным.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Охарактеризуйте динамическую модель машины.
2. В чём состоит отличие кинематической модели от динамической?
3. С какой целью производится приведение сил и масс в машине?
4. Какие условия и теоремы положены в основу приведения сил и масс?
5. Объясните сущность влияния передаточных функций на приведенные параметры машины.
6. Какие условия определяют устойчивость машинного агрегата?

7. Какое энергетическое условие выполняется при установившемся движении машины?

8. Какое энергетическое условие обеспечивается при разгоне и в цикле «разгон-торможение»?

9. Каким образом производится статическое уравновешивание машин?

Глава 4.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН ПО КРИТЕРИЯМ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ

4.1. Определение необходимого момента инерции маховых масс

Из анализа одномассовой динамической модели машины можно сделать вывод, что на установившемся режиме работы, основным условием которого является равенство суммарной работы нулю за цикл, внутри цикла могут существовать изменения скорости звена приведения. Источником этих колебаний скорости являются периодические изменения работ сил и кинетической энергии звеньев механизма, получающие отражение в динамической модели как изменения приведенных моментов сил и приведенных моментов инерции звеньев механизма по углу поворота.

Изучения износов в кинематических парах механизмов показывают непосредственную связь их с величинами изменений скоростей звеньев. Например, исследования ДВС отражают связь колебаний скорости вращения коленчатого вала и износов поршней и цилиндров. При превышении критической величины неравномерности вращения износы в кинематических парах начинают существенно возрастать. При значительной неравномерности вращения, как правило, происходят нарушения рабочего процесса сложных машин, связанные со сдвигом фаз и рассогласованием движения рабочих органов системы управления. Вот почему для большинства поршневых и других машин практикой установлены допустимые величины этих колебаний скорости в виде ограничений на степень неравномерности вращения, которая характеризует амплитуду колебаний

скорости в виде безразмерного коэффициента неравномерности вращения

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}} = \frac{\Delta\omega_{\max}}{\omega_{\text{cp}}},$$

где ω_{\max} , ω_{\min} – максимальное и минимальное значения скорости вращения вала в пределах цикла движения;

$$\omega_{\text{cp}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \text{ – среднее значение скорости вращения.}$$

Наиболее простым способом снижения коэффициента неравномерности вращения является увеличение инерционности механической системы. Естественно, что для ограничения коэффициента до допустимой величины $[\delta]$ проводятся расчеты, определяя в первую очередь необходимый момент инерции масс, связанных с вращающимся валом и выступающих в качестве накопителя кинетической энергии, аналогичного по принципу работы конденсатору электрической энергии в цепи электрического фильтра колебаний. В основу такого расчета профессором МГТУ им. Н. Э. Баумана Мерцаловым было положено изменение энергий в цикле установившегося движения. Максимальные колебания скорости звена и кинетической энергии характеризуются коэффициентом неравномерности вращения δ :

$$(\Delta T_1)_{\max} = J_1 \left[\frac{\omega_{\max}^2}{2} - \frac{\omega_{\min}^2}{2} \right] = J_1 \omega_{\text{cp}}^2 \delta = J_1 (\Delta\omega)_{\max} \omega_{\text{cp}},$$

где J_1 – момент инерции звеньев первой группы, имеющий постоянное независимое от координаты φ значение.

Максимальное изменение кинетической энергии первой группы звеньев $(\Delta T)_{\max}$ определяется как разность суммы работ и изменения кинетической энергии звеньев T_{II} , выделяемых во вторую группу звеньев, приведенный момент инерции звеньев которой J_{II} имеет переменное от обобщённой координаты φ значение:

$$(T_1)_{\max} = (\sum A - T_{\text{II}})_{\max},$$

где $\sum A = \int M_{\Sigma} d\varphi$ – работа суммарного момента; M_{Σ} – суммарный приведенный момент.

Н. Э. Мерцаловым было сделано допущение о незначительном влиянии δ на изменение кинетической энергии T_{II}

второй группы звеньев и было предложено при $\delta \leq 0,06$ определять изменение T_{II} по значению средней скорости вращения звена приведения:

$$T_{II} = J_{II} \frac{\omega_{cp}^2}{2}.$$

При этих допущениях получается простое расчетное выражение для определения необходимого момента инерции первой группы звеньев

$$(J_I)_{необх} = \frac{(\sum A - T_{II})_{max}}{[\delta] \omega_{cp}^2}.$$

Для ограничения коэффициента неравномерности вращения допустимой величиной $[\delta]$ необходимо обеспечить постоянное значение приведенного момента инерции J_I не менее, чем рассчитанное по приведенному выше выражению. При меньшем значении J_I в машине устанавливается маховик, обеспечивающий вместе с имеющимся в машине моментом инерции J_{II} необходимое суммарное значение $(J_I)_{необх}$.

Преимуществами метода являются не только простота и наглядность, но и возможность его применения для более широкого круга явлений. В настоящее время разрабатываются машины с накопителями энергии. В качестве примера МА с накопителями энергии можно привести судовые землечерпальные установки с ДВС, электромобили и другие машины, оснащенные преобразователями механической работы в электрическую энергию, как показано на рис.1.20. Таким образом, в цепи взаимодействия двигателя и рабочей машины участвует накопитель механической энергии, который в момент значительной пиковой нагрузки на органы РМ отдает свою накопленную энергию, а в периоды между пиковыми нагрузками накапливает необходимую энергию. Эти максимальные изменения кинетической энергии $(T_I)_{max}$ компенсируются при изменении скорости вращения $\Delta\omega_{max}$ вала накопителя. Применение накопителей энергии позволяет повысить экономичность машин и снизить износы и загрязнения атмосферы при работе ДВС.

Возможность повышения экономичности машин связана с изменением экономичности работы двигателей по статической характеристике и возможностью смещения

режима работы двигателя по отношению к расчетному номинальному режиму, которая, как правило, выбирается исходя из необходимости сокращения времени разгона или кратковременного приема пиковой нагрузки. Поэтому номинальная мощность двигателя оказывается заведомо большей, чем это необходимо для работы в установленном режиме работы. Проектирование машин производится таким образом, что режим работы двигателей, указываемый как номинальный, чаще всего является и наиболее экономичным режимом его работы. Поэтому значительный неиспользуемый на установленном режиме запас мощности двигателя по сравнению с его указанным номинальным режимом приводит к увеличению потерь и лишнему расходу энергии из-за работы в неэкономичном режиме. Повышение экономичности расхода энергии на установившихся режимах возможно за счет снижения номинальной установленной мощности двигателя. Дефицит энергии в МА при работе на режимах с кратковременной значительной (пиковой) нагрузкой могут компенсировать накопители энергии, запасающие ее при работе двигателя с недогрузкой $M_{дв} \geq M_{сопр}$ и отдающие энергию при работе с пиковой нагрузкой $(M_{сопр})_{max} \gg M_{дв}$. В качестве таких накопителей энергии часто используют электрические аккумуляторы, или маховичные накопители (см. рис. 1.20). При наличии в МА двигателя иного рода, чем электрический, можно использовать в роли накопителя энергии вращающийся маховик, запасающий энергию при недогрузке двигателя и отдающий свою энергию потребителю в периоды перегрузки двигателя.

Таким образом, с помощью расчёта необходимых масс накопителей механической энергии решаются следующие задачи:

- снижение колебаний и износов деталей трансмиссий;
- уменьшение необходимой мощности, габаритов и стоимости двигателей;
- сокращение расхода энергии в эксплуатации.

Пример расчета необходимого момента инерции

В качестве примера рассмотрим МА, периодическая переменная нагрузка которого имеет ярко выраженный пиковый характер (рис. 4.1).

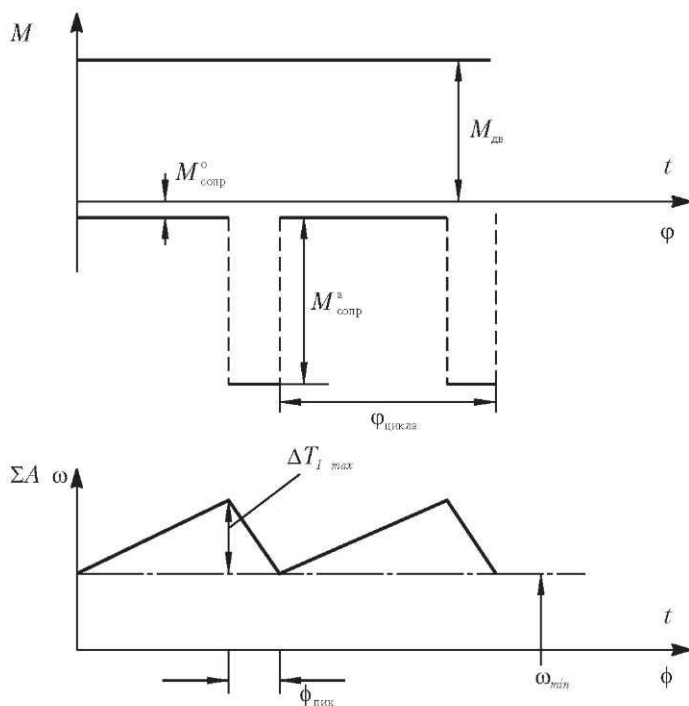


Рис.4.1. Изменение параметров МА (моментов M , работ A и скорости вала ω) на установившемся режиме

Под нагрузкой обычно понимают момент сопротивления $M_{\text{сопр}}$, приложенный со стороны рабочей машины, который выступает при расчетах в качестве независимого переменного или как функция времени. Продолжительную часть времени момент сопротивления имеет незначительное постоянное значение $M_{\text{сопр}}^{\text{об}}$, а некоторое непродолжительное время $t_{\text{пик}}$ нагрузка достигает пикового значения. Неравномерность движения машины определяется переменной составляющей нагрузки $M_{\text{сопр}}^a$. Изменение соотношения постоянной и пиковой нагрузок характеризуется коэффициентом $a = M_{\text{сопр}}^a / M_{\text{сопр}}^{\text{об}}$. Соотношение времени действия пиковой и постоянной нагрузок называется коэффициентом скажности:

$$\gamma = \frac{t_{\text{пик}}}{T_{\text{цикл}}} = \frac{\varphi_{\text{пик}}}{\varphi_{\text{цикл}}},$$

где $t_{\text{пик}}$, $\varphi_{\text{пик}}$ – время действия пиковой нагрузки и соответствующий угловой промежуток поворота вала; $\varphi_{\text{цикл}} = \omega_{\text{ср}} T_{\text{цикл}}$ – период цикла.

Расчёт проводим при допущении Мерцалова незначительного влияния на процессы приведенного момента инерции второй группы звеньев. Необходимые мощность и приведенный момент двигателя $M_{\text{дв}}$ находятся из условия равенства работ и работы момента сопротивления $M_{\text{сопр}}$ за цикл установившегося движения:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{сопр}}^{\text{об}} + M_{\text{сопр}}^a \frac{\varphi_{\text{пик}}}{\varphi_{\text{цикл}}}.$$

Принимая в первом приближении момент двигателя постоянным по углу поворота вала, получим его необходимое значение на установившемся режиме работы, связанное с параметрами внешней нагрузки:

$$(M_{\text{дв}})_{\text{ср}} = M_{\text{сопр}}^{\text{об}} + \gamma M_{\text{сопр}}^a.$$

Работа МА происходит с непрерывными колебаниями скорости звена приведения около среднего значения. Скорость и кинетическая энергия увеличиваются перед приходом пиковой нагрузки за счет действия положительного суммарного приведенного момента за промежуток $\varphi_{\text{пиксл}} - \varphi_{\text{пик}}$ между пиковыми нагрузками. В период действия пиковой нагрузки снижается скорость и идет отдача энергии маховичного накопителя для компенсации работы пиковой нагрузки в течение времени ее действия $t_{\text{пик}}$. В этот момент времени происходит максимальное снижение кинетической энергии накопителя $(\Delta T_1)_{\text{max}}$ при уменьшении его скорости до минимального значения.

Для удобства расчет производится (см. рис.4.1), начиная с момента времени окончания действия пиковой нагрузки. С этого момента времени начинается разгон и аккумулярование кинетической энергии в маховике за счет действия в этот период положительного суммарного момента

$$M_{\Sigma} = M_{\text{сопр}}^{\text{об}} + \gamma (M_{\text{дв}})_{\text{ср}} = M_{\text{сопр}}^{\text{об}} + \gamma M_{\text{сопр}}^a$$

Работа его равна разности работ двигателя и сопротивления

$$\left(\sum A\right)_{\max} = \int_{\Phi_{\min}}^{\Phi_{\max}} M_{\Sigma} d\Phi = \gamma M_{\text{сопр}}^a (\Phi_{\text{цикл}} - \Phi_{\text{лик}}).$$

При допущении постоянства всех моментов максимальное изменение кинетической энергии в цикле будет равно максимальному изменению работы $(\Delta T_1)_{\max} = \left(\sum A\right)_{\max}$

$$\text{или } (J_1)_{\text{необх}} \delta\omega_{\text{ср}}^2 = M_{\text{сопр}} \gamma \omega_{\text{ср}} (1 - \gamma) T_{\text{цикл}}$$

и связано с необходимым для этого моментом инерции масс, приведенного к звену машины, вращающемуся со средней

скоростью $\omega_{\text{ср}} = \frac{\Phi_{\text{цикл}}}{T_{\text{цикл}}}$;

$$(J_1)_{\text{необх}} = \frac{M_{\text{сопр}}^a \gamma (1 - \gamma) T_{\text{цикл}}}{\delta\omega_{\text{ср}}}$$

4.2. Влияние статической характеристики двигателя на установившееся движение

Разработанный Н. И. Мерцаловым метод динамического расчета удобен из-за простоты и наглядности, но он не учитывает влияния многих параметров машины, например, таких, как зависимость моментов и сил от скоростей движения звеньев. Другим недостатком метода является необходимость определения средней скорости вращения каким-либо другим способом, например, изложенным в параграфе 3.4 (рис. 3.7) методом наложения характеристик двигателя и рабочей машины. В некоторых двигателях (например, синхронных электродвигателях и дизель-генераторах) изменения скорости вращения вала могут вызвать значительные изменения движущего момента, которыми не всегда можно пренебрегать при расчетах. Ограничимся решением в линейной постановке задачи. Линейный участок характеристики двигателя можно приближенно описать формулой

$$M_{\text{дв}} = (M_{\text{дв}})_{\max} - k_{\omega} \omega,$$

где k_ω – коэффициент, характеризующий крутизну наклона статической характеристики двигателя.

В рассмотренном выше примере расчёта закона движения при выбранной ранее схематизации цикла работы МА суммарный приведенный момент меняется скачком при приеме пиковой нагрузки, но в периоды времени между скачками нагрузки ускорение вала имеет постоянное значение

$$\varepsilon_1 = \frac{M_\Sigma}{J_\Sigma}$$

В связи с этим изменения работ и, как следствие, кинетической энергии и скорости звена приведения $\Delta\omega$ при расчёте методом Мерцалова носят линейный характер

$$\Delta\omega = \frac{\Delta T_1}{\omega_{\text{ср}} J_\Sigma}$$

Все это позволяет определить дополнительные максимальные изменения суммарного и движущего моментов при максимальных изменениях скорости

$$(\Delta\omega)_{\text{max}} = \omega_{\text{ср}},$$

определяемых коэффициентом неравномерности вращения. По линейной статической характеристике двигателя (рис. 4.2) в одну сторону от среднего значения $(M_{\text{дв}})_{\text{ср}}$ оно будет равно

$$(\Delta M_\Sigma)_{\text{max}} = \Delta\omega_{\text{max}} k_\omega = \frac{k_\omega \omega_{\text{ср}} \delta}{2}.$$

По изменениям приведенного момента можно определить дополнительное изменение работы при колебаниях скорости по линейной характеристике двигателя

$$(\Delta A)_{\text{доп}} = \int_0^{\Delta\varphi_{\text{max}}} \Delta M_\Sigma d\varphi = \frac{\Delta\varphi_{\text{max}} (\Delta M_\Sigma)_{\text{max}}}{2}$$

где $\Delta\varphi_{\text{max}} \approx \frac{\omega_{\text{ср}} T_{\text{цикл}}}{2}$ – максимальное изменение угла поворота звена приведения при колебаниях скорости.

Изменение момента двигателя $(\Delta M_{\text{дв}})_{\text{доп}}$ по линейной характеристике (см. рис. 4.2) относительно среднего момента

$$M_{\text{дв}} = (M_{\text{дв}})_{\text{ср}} + (\Delta M_{\text{дв}})_{\text{доп}}$$

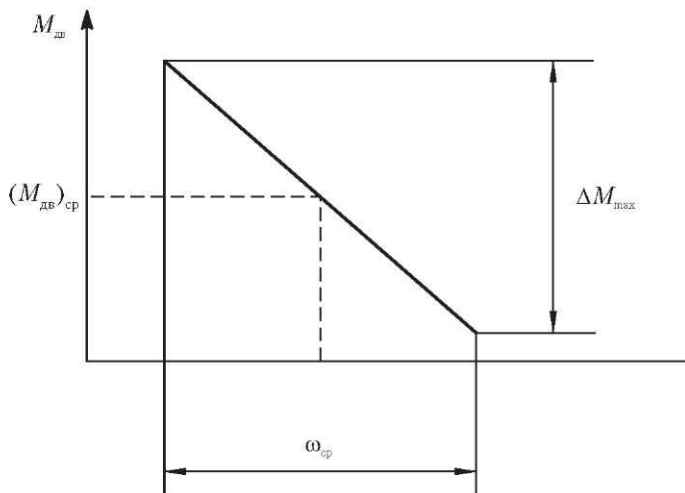


Рис. 4.2. Линейная модель изменения момента двигателя $M_{дв}$

можно учесть по его статической характеристике. Суммарная работа может быть представлена в виде суммы работ при постоянном моменте и дополнительной работы по статической характеристике двигателя

$$\begin{aligned} \sum A(\omega) &= \int \left((M_{дв})_{ср} + (\Delta M_{дв})_{доп} \right) d\omega = \\ &= \sum A(M_{дв} = \text{const}) + \Delta A_{доп}(\omega), \end{aligned}$$

где $\Delta A_{доп} = \int (\Delta M_{дв})_{доп}(\omega) d\omega$ – дополнительная работа двигателя по статической характеристике при отклонении от среднего режима.

При линейной характеристике двигателя изменение скорости вращения в пределах $(\delta/2)$ вызывает дополнительное изменение работы двигателя с максимальным значением

$$(\Delta A_{\omega})_{\max} \approx \frac{\delta k_{\omega} T_{цикл} (\omega_{ср})^2}{\delta},$$

где k_{ω} – коэффициент, отражающий крутизну наклона статической характеристики.

Учет влияния этой дополнительной работы на закон движения сводится к расчету максимального изменения кинетической $(\Delta T_{I\omega})_{\max}$ энергии, скорректированного с учетом скоростной характеристики двигателя. При линейном виде характеристик, при котором изменение момента двигателя $\Delta M_{\text{дв}}$ (см. рис. 4.2) пропорционально изменению скорости вращения $\Delta\omega$, учет крутизны наклона статической характеристики может быть сведён к определению дополнительной избыточной работы $\Delta A(\omega)_{\max}$. Она возникает при отклонении от среднего расчётного режима и пропорциональна площади треугольника, заключённого между статическими характеристиками двигателя и рабочей машины, и будет зависеть от неравномерности вращения. По скорректированному с учётом характеристики двигателя изменению кинетической энергии

$$(\Delta T_{I\omega})_{\max} = [\Delta T_1 - \Delta A(T)]_{\max}$$

можно определить приведенный необходимый момент инерции накопителя энергии

$$(J_{I\omega})_{\text{необх}} = \frac{(\Delta T_{I\omega})_{\max}}{\delta T} = \frac{[\Delta T_1 - \Delta A(T)]_{\max}}{\delta T} = (J_1)_{\text{необх}} - \frac{k_{\omega} T_{\text{цикл}} (1 - \gamma)}{8},$$

где $(J_1)_{\text{необх}}$, $(J_{I\omega})_{\text{необх}}$ – необходимые приведенные моменты инерции маховичного накопителя энергии соответственно без учета статической характеристики двигателя и с учетом её крутизны k_{ω} .

Полученное выражение может быть распространено на другие случаи установившихся колебаний скорости. Границей его применимости является выход колебаний за линейный участок характеристики двигателя. С ростом крутизны наклона статической характеристики, характеризующей коэффициентом k_{ω} , величина необходимого момента инерции $(J_{I\omega})_{\text{необх}}$ уменьшается, и при некоторых сочетаниях параметров нагрузки машинного агрегата и характеристики двигателя можно обойтись без маховика, используя имеющийся приведенный момент инерции J_1 при компенсации изменения кинетической энергии дополнительной работой двигателя по статической характеристике. Приравнявая к нулю необходимый приведенный момент инерции $(J_{II})_{\text{необх}}$, можно определить *критический коэффициент* крутизны

статической характеристики двигателя, при котором не требуется установки маховика

$$k_{\omega} = \frac{8M_{\text{comp}}^2(\gamma)}{\delta\omega_{\text{cp}}(1-\gamma)}$$

Поставим вопрос: «Что будет происходить при превышении значения критического коэффициента k_{ω} при бездумном расчёте?» Ответ будет абсурдным, при таком расчёте мы получим отрицательное значение $(J_{\text{II}})_{\text{необх}}$. Но момент инерции квадратичная величина, которая всегда больше нуля. Поэтому в реальности при превышении критического k_{ω} будет $\delta < [\delta]$. Объяснение рассмотренного явления состоит в том, что изменяющийся по статической характеристике момент двигателя обеспечивает изменение работ в соответствии с изменяющейся внешней нагрузкой. Этот эффект достигается на практике в дизель-генераторах переменного тока без массивных маховиков путем управления подачей топлива в каждом цикле ДВС в соответствии с изменяющейся внешней нагрузкой с помощью ЭВМ.

4.3. Выбор оптимального передаточного отношения по критерию быстродействия машины

Производительность машин, у которых время разгона соизмеримо со временем работы в установившемся режиме, определяется не только номинальной мощностью двигателя, но и длительностью периода разгона. Поэтому сокращение времени разгона является значительным резервом роста производительности машин. Длительность периода разгона любой машины связана с мощностью установленного двигателя. Однако применение двигателя значительно большей номинальной мощности, чем это необходимо для работы МА в установившемся режиме, с целью сокращения времени разгона не целесообразно, так как приводит к снижению экономичности и увеличению габаритов, массы и стоимости машины. Не увеличивая установленной номинальной мощности двигателя, можно добиться сокращения времени разгона выбором оптимальных параметров передаточного механизма, согласующего характеристики двигателя и исполнительного механизма. Параметры передаточ-

ного механизма будут оптимальными по быстродействию, если они обеспечивают минимальное время разгона МА при заданных характеристиках исполнительного механизма за счет более полного использования номинальной мощности двигателя. Наиболее простым и очевидным критерием быстродействия машинного агрегата является время его разгона $\tau_{\text{разг}}$ или обратно пропорциональная ему величина ускорения рабочего органа машины.

Рассмотрим наиболее простой пример МА с постоянным передаточным отношением передаточного механизма $U_{\text{пер}} = \text{const}$ во время разгона. На практике такие случаи встречаются часто. Попробуем установить характер влияния выбранного при проектировании $U_{\text{пер}}$ на время разгона и другие динамические показатели. Заметим, что в процессе выполнения расчетов мы можем менять передаточное отношение (часто применяют термин «варьировать»), несмотря на то, что в реальных условиях эксплуатации $U_{\text{пер}}$ может оставаться постоянным. Примем допущение, что приведенные моменты сил и приведенные моменты инерции масс будут постоянными в процессе разгона. Дифференциальное уравнение движения исполнительного механизма МА примет вид

$$\varepsilon_4 = \frac{d\omega_4}{dt} = \frac{M_{4\Sigma}}{J_{4\Sigma}},$$

где $J_{4\Sigma} = J_1 U_{14}^2 + J_4$ – суммарный приведенный к валу исполнительного механизма момент инерции, являющийся в процессе оптимизации функцией передаточного отношения U_{14} ; $M_{4\Sigma} = M_1 U_{14} - M_4$ – суммарный приведенный момент, являющийся также функцией U_{14} , $M_{\text{дв}}$, $M_{\text{сопр}}$ – приведенные к выходному звену моменты двигателя и сопротивления, J_1, J_4 – моменты инерции валов двигателя и рабочей машины.

Таким образом, угловое ускорение вала исполнительного механизма ε_4 является критерием оценки динамики разгона и зависит от передаточного отношения $U_{\text{пер}}$, которое при проектировании принимается независимой варьируемой переменной, несмотря на то, что в реальных условиях эксплуатации может оставаться постоянным. Решением дифференциального уравнения $\varepsilon_4 = f(U_{\text{пер}})$ является время разгона $\tau_{\text{разг}}$. Если необходимо минимизировать $\tau_{\text{разг}}$ путем выбора оптимального передаточного отношения $U_{\text{опт}}$, то можно не искать это решение, а найти только $U_{\text{опт}}$, которое

будет соответствовать максимальному ускорению $(\varepsilon_4)_{\max}$. Для поиска $U_{\text{опт}}$, обеспечивающего экстремальные динамические качества машины, возьмем производную критерия оптимальности по оптимизируемому параметру $U_{\text{пер}}$ и приравняем её нулю

$$\frac{d\varepsilon_4}{dU_{\text{пер}}} = 0.$$

Примем следующие обозначения:

$$U = U_{\text{пер}}, \quad k_M = \frac{M_{\text{сопр}}}{M_{\text{дв}}} < 0, \quad k_J = \frac{J_4}{J_1} = \frac{J_{\text{рм}}}{J_{\text{дв}}}.$$

Ускорение исполнительного органа можно представить в функции варьируемого передаточного отношения U

$$\varepsilon_4 = \frac{M_{\text{дв}} U + M_{\text{сопр}}}{J_{\text{дв}} U^2 + J_{\text{рм}}} = \frac{(\varepsilon_1)_{\max} (U + k_M)}{U^2 + k_J},$$

где $(\varepsilon_1)_{\max} = \frac{M_{\text{дв}}}{J_{\text{дв}}}$ – максимальное ускорение двигателя при разгоне без нагрузки на испытательном стенде, которое является динамической характеристикой двигателя и не влияет на выбор $U_{\text{опт}}$.

Производная выражается как

$$\frac{d\varepsilon_4}{dU} = \frac{(\varepsilon_1)_{\max} [(U_{\text{опт}}^2 + k_J) - (U_{\text{опт}} + k_M)2U]}{(U_{\text{опт}}^2 + k_J)^2}$$

и будет равна нулю при любом $(\varepsilon_1)_{\max}$ при условии

$$U_{\text{опт}}^2 + 2Uk_M - k_J = 0$$

Решением квадратного характеристического уравнения является оптимальное передаточное отношение $U_{\text{опт}}$, выбор которого гарантирует достижение экстремальных динамических качеств

$$U_{\text{опт}} = -k_M + \sqrt{k_M^2 + k_J}.$$

Зависимости времени разгона $\tau_{\text{разг}}$ (рис. 4.3) и ускорения выходного вала ε_4 от передаточного отношения U имеют экстремум при $U = U_{\text{опт}}$. В общем случае отклонение в выборе передаточного отношения в любую сторону от оптимального значения $U_{\text{опт}}$ ухудшает динамические качества

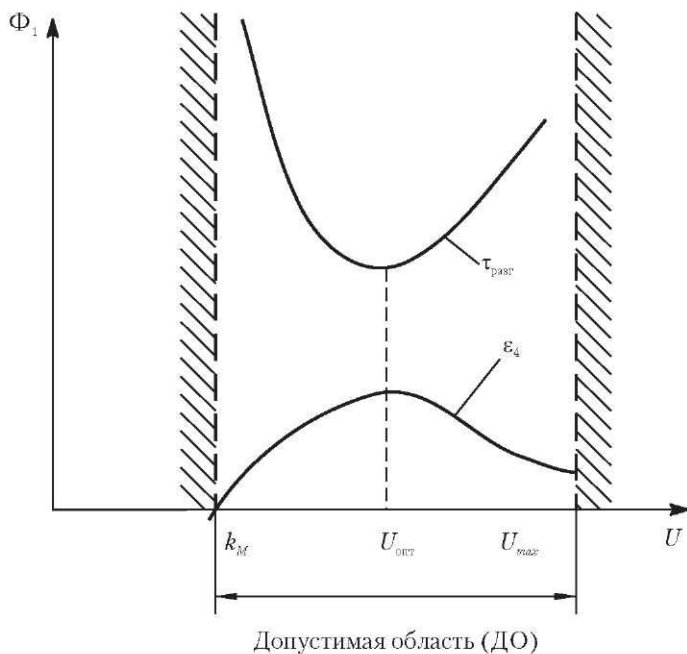


Рис. 4.3. Зависимости динамических качеств МА от передаточного отношения U

машин. При выборе $U > U_{\text{опт}}$ наряду с увеличением приведенного момента двигателя $J_{\text{дв}} = U^2 J_1$ значительно увеличивается (в U^2 раз) приведенный момент инерции двигателя, что вызывает снижение ε_4 . При выборе $U < U_{\text{опт}}$ уменьшение ускорения объясняется снижением приведенного момента двигателя $M_{\text{дв}} = M_1 U$. Разгон вообще не может быть осуществлен, если

$$U_{\text{пер}} < \frac{M_{\text{сопр}}}{M_{\text{дв}}} = U_{\text{уст}},$$

т.е. если выбранное передаточное отношение U меньше значения, необходимого для установившегося режима работы $U_{\text{уст}}$ с заданными параметрами скоростного и нагрузочного режимов.

После подстановки оптимального передаточного отношения в дифференциальное уравнение движения машины получим

$$(\varepsilon_4)_{\max} = \frac{M_{\text{дв}}}{2J_{\text{дв}} \cdot U_{\text{опт}}} = \frac{(\varepsilon_1)_{\max}}{2U_{\text{опт}}}.$$

Анализ решения показывает, что величина ускорения $(\varepsilon_4)_{\max}$ зависит от соотношения работ сил сопротивления и работы на накопление кинетической энергии машины при разгоне. Максимальная величина $(\varepsilon_4)_{\max}$ достигается в том случае, если это соотношение равно единице.

При проведении анализа полученных выражений оптимального передаточного отношения разберем несколько частных случаев.

1. При разгоне машинного агрегата *без нагрузки* ($M_{\text{сопр}} = 0$, $k_M = 0$) оптимальное передаточное отношение $U_{\text{опт}} = \sqrt{k_J}$ определяется только соотношением моментов инерции двигателя $J_{\text{дв}}$ и исполнительного механизма J_4 .

2. При разгоне *безынерционного* потребителя ($J_4 = 0$, $k_J = 0$) оптимальное передаточное отношение $U_{\text{опт}} = \frac{2M_4}{M_1} = 2k_M$ зависит только от соотношения моментов нагрузки $M_{\text{сопр}}$ и двигателя $M_{\text{дв}}$. Причем оптимальное передаточное отношение вдвое превышает его значение, получаемое из условий работы в установившемся режиме:

$$U_{\text{уст}} = \frac{M_{\text{сопр}}}{M_{\text{дв}}} = (k_M)_{\text{уст}}.$$

3. При разгоне МА *безынерционным* двигателем ($J_4 > J_4$ принимая $J_{\text{дв}} = 0$) время разгона с начальной скорости $\omega_{\text{нач}}$ и до конечной скорости $\omega_{\text{кон}}$

$$\tau_{\text{разг}} = \frac{J_4 (\omega_{\text{кон}} - \omega_{\text{нач}})}{M_1 \cdot U + M_4}$$

уменьшается с увеличением передаточного отношения. На первый взгляд кажется, что оптимального передаточного отношения не существует. Но это не так. Каждый двигатель имеет предельно допустимую скорость вращения $(\omega_1)_{\max}$. Это ограничение необходимо учитывать при выборе передаточного отношения, иначе не может быть достигнута желаемая конечная скорость разгона $(\omega_4)_{\text{кон}}$. Таким образом, должно

выполняться условие $U \leq U_{\max} = \frac{(\omega_1)_{\max}}{(\omega_4)_{\text{кон}}}$.

Если характеристики двигателя и потребителя зависят от скорости движения, то $U_{\text{отт}}$ не всегда может быть выражено в аналитическом виде, и для его определения целесообразно применять ЭВМ, усредняя на отдельных участках движения моменты двигателя и потребителя. Тогда в каждый момент времени $U_{\text{отт}}$ будет иным и выбор постоянного его значения в период разгона ухудшит динамические качества МА. Изменение передаточного отношения в период разгона может быть достигнуто применением вариаторов (см. рис.1.4) или коробки передач (скоростей).

4.4. Динамика цикла разгон-торможение

В условиях эксплуатации машины редко работают в установившемся режиме. Значительную часть времени современные машины работают с частым изменением скоростного и нагрузочного режимов работы, с чередованием разгона и торможения. Поскольку неустановившийся цикл движения машины заканчивается её остановкой, то часто предъявляются определенные требования не только к разгону машины, но и к времени и пути ее останова, а также к величине ускорений и нагрузок, с которыми он осуществляется. Для удовлетворения этих требований конструктору приходится проводить динамический расчет, который основывается на энергетических соотношениях процессов, протекающих в машинах при останове. Рассмотрим подробнее идеализированный неустановившийся режим с постоянными моментами при разгоне и торможении, состоящий из циклов разгона и следующего за ним торможения машины (рис. 4.4).

Поскольку при останове машины скорость и кинетическая энергия в конце равны нулю, то величина изменения последней будет равна величине запаса кинетической энергии в начале торможения

$$T_{\text{торм}} = \frac{J_{\Sigma} \omega_{\text{нач}}^2}{2}$$

где J_{Σ} , $\omega_{\text{нач}} = \omega_{\text{кон}}$ – начальные значения соответственно суммарного приведенного момента инерции и скорости перед торможением.

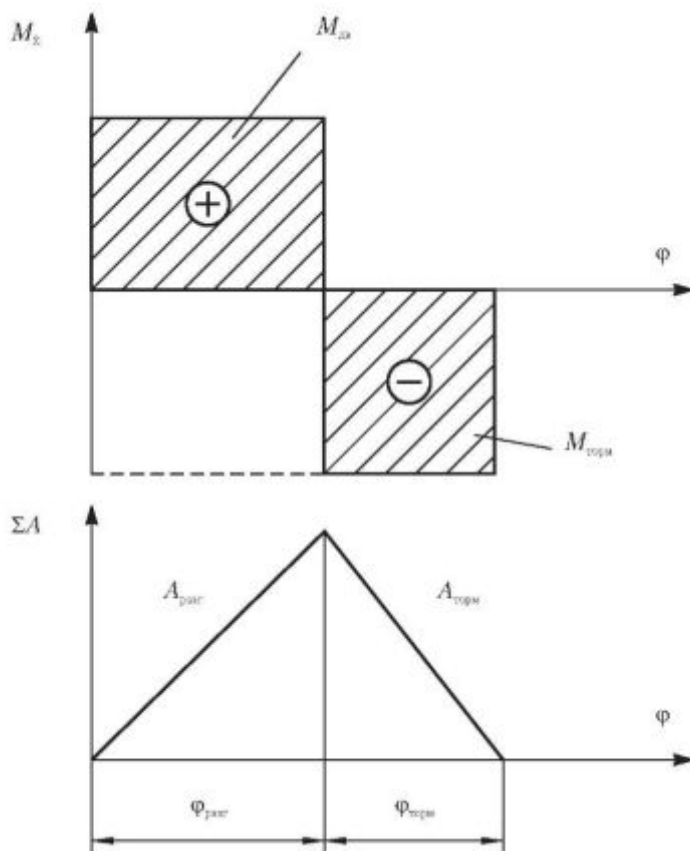


Рис.А.А. Идеализированный цикл движения разгон – торможение

Торможение машины может осуществляться различными способами, например, переключением двигателя в режим генератора с рекуперацией вырабатываемой энергии. Такой возможностью обладают электрические двигатели. В этом случае двигатель ($M_{дв} = 0$) переключается в режим динамического торможения, а работа прикладываемого тормозного момента $M_{торм}$ может быть аккумулирована и полезно использована. Иногда применяют режим выбега, т.е. торможения силами внутреннего сопротивления. Если при торможении отключается двигатель ($M_{дв} = 0$)

и прикладывается тормозной момент $M_{\text{торм}}$, то суммарный момент принимает вид

$$M_{\Sigma_{\text{торм}}} = M_{\text{вр.сопр}} + M_{\text{пол.сопр}},$$

где $M_{\text{сопр}} = M_{\text{вр.сопр}} + M_{\text{пол.сопр}}$ – суммарный момент сопротивления, включающий вредную и полезную составляющие.

Суммарная работа при останове будет отрицательной, равной работе всех сил (моментов):

$$\sum A_{\text{торм}} = \int_{\varphi_{\text{разг}}}^{\varphi_{\text{торм}}} (M_{\Sigma})_{\text{торм}} d\varphi,$$

где $M_{\Sigma_{\text{разг}}} = M_{\text{дв}} + M_{\text{сопр}}$ – суммарный приведенный момент при разгоне, $M_{\text{дв}}$ – приведенный момент двигателя. Модули работ при разгоне $A_{\text{разг}}$ и при останове $A_{\text{торм}}$ должны быть равны между собой

Делаю допущение (см. рис.4.4), что разгон и торможение осуществляются при постоянных значениях приведенных моментов сил и моментов инерции, можно найти связь между движущим моментом при разгоне и моментом торможения при останове, а также угловую координату φ (или момент времени) переключения с разгона на торможение:

$$M_{\Sigma_{\text{разг}}} \varphi_{\text{разг}} = M_{\Sigma_{\text{торм}}} \varphi_{\text{торм}},$$

где $\varphi_{\text{разг}} = \varphi_{\text{пер}}$, $\varphi_{\text{торм}}$ – пути, проходимые звеном приведения при разгоне и останове.

При рассмотренных допущениях движение в цикле разгон-торможение является равноускоренным или равнозамедленным с постоянным ускорением

$$\epsilon_{\text{разг}} = \frac{(M_{\Sigma})_{\text{разг}}}{J_{\Sigma}}, \quad \epsilon_{\text{торм}} = \frac{(M_{\Sigma})_{\text{торм}}}{J_{\Sigma}}.$$

Максимальная скорость ω_{max} в цикле может быть найдена из условия равенства максимального значения кинетической энергии и работы движущих сил, например, по уравнению движения в энергетической форме

$$T_{\text{max}} = \frac{J_{\Sigma} \omega_{\text{max}}^2}{2} = A_{\text{разг}} = M_{\Sigma_{\text{разг}}} \varphi_{\text{разг}},$$

где $\omega_{\text{max}} = \frac{\sqrt{2(A_{\Sigma_{\text{разг}}})_{\text{цикл}}}}{J_{\Sigma}}$ – максимальная скорость в цикле.

Время движения в цикле разгон-торможение

$$\tau_{\text{цикл}} = \tau_{\text{разг}} + \tau_{\text{торм}},$$

где $\tau_{\text{разг}} = \frac{\omega_{\text{max}}}{\varepsilon_{\text{разг}}} = \frac{\omega_{\text{max}} J_{\Sigma}}{M_{\Sigma_{\text{разг}}}}$ – время разгона,

$\tau_{\text{торм}} = \frac{\omega_{\text{max}} J_{\Sigma}}{M_{\Sigma_{\text{торм}}}}$ – время торможения.

Найденные $\tau_{\text{разг}}$ и $\tau_{\text{торм}}$ позволяют определить связь максимальной скорости ω_{max} и проходимого в цикле пути при разгоне и торможении

$$\Phi_{\text{цикл}} = \Phi_{\text{разг}} + \Phi_{\text{торм}},$$

где $\Phi_{\text{разг}} = \frac{J_{\Sigma} \omega_{\text{max}}^2}{2M_{\Sigma_{\text{разг}}}}$ – путь разгона, $\Phi_{\text{торм}} = \frac{J_{\Sigma} \omega_{\text{max}}^2}{2M_{\Sigma_{\text{торм}}}}$ –

путь торможения.

У реальных транспортных машин мощность двигателя намного меньше мощности тормозных устройств, поэтому динамика цикла разгон-торможение в значительной степени определяется временем разгона, зависящего от избыточной мощности двигателя и заданной максимальной скорости. Зависимость времени разгона машины от скорости и координаты, представлена на рис. 4.5., как

$$\tau_{\text{разг}} = \tau_{\text{min}} \frac{M_{\text{дв}}}{M_{\Sigma}},$$

где $\tau_{\text{min}} = \frac{\omega_{\text{max}} J_{\Sigma}}{M_{\text{дв}}}$ – минимально возможное время разгона

МА без нагрузки;

$M_{\Sigma_{\text{разг}}} = M_{\text{дв}} + M_{\text{сопр}}$ – избыточный момент двигателя при разгоне.

Анализ свойств цикла разгон-торможение позволяет сделать следующие выводы.

Наиболее высокими динамическими качествами обладает цикл разгон-торможение при постоянных моментах сил, в котором «мгновение» переключения определяется условием равенства работ

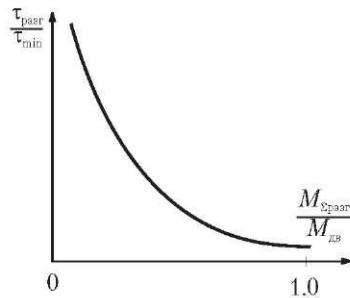


Рис. 4.5. Зависимость динамических качеств машины от доли избыточного момента двигателя при разгоне

при торможении величине накопленной кинетической энергии. Однако накопленная кинетическая энергия при торможении будет потеряна, что существенно увеличивает расход энергии в цикле. Применение рекуперации энергии при торможении позволяет не только сохранить его высокие динамические качества, но и значительно повысить его экономичность.

4.5. Безударный останов машины

Особое место в динамических расчетах занимает поиск условий исключения разрывного изменения ускорения в конце движения. Это явление называется *мягким ударом* и является нежелательным так как служит причиной значительных механических перегрузок в машине. Осуществление *безударного останова* основано на теории управления конечным состоянием движущегося объекта с целью одновременного обеспечения нулевых значений скорости и ускорения машины в заданном конечном положении. Развитие теории безударного останова обусловлено значительным числом прикладных задач, требующих решения при управлении движением. Например, необходимость обеспечить мягкую посадку спутников, стыковку космических объектов, управление самолетов при дозаправке в полете. Даже остановка транспортной машины с ускорением равным нулю является предпочтительной для пассажиров.

Часто встречающийся способ безударного останова машины плавное торможение гасителем скорости с плавно меняющейся характеристикой тормозного момента, обеспечивающим плавное снижение сил торможения пропорционально уменьшению скорости движения:

$$|M_{\text{торм}}(\omega)| = k_{\omega}\omega = f(\omega),$$

Коэффициент пропорциональности k_{ω} между скоростью движения и тормозящими силами часто называют фактором торможения, который можно определить следующим образом:

$$k_{\omega} = \frac{M_{\text{торм}}}{\omega} = \frac{(M_{\text{торм}})_{\text{изг}}}{\omega_{\text{изг}}},$$

где $M_{\text{торм}}$, ω – конечные изменения соответственно тормоз-

ного момента и угловой скорости; $\omega_{\text{нач}}$ – начальное значение скорости при торможении.

Записав уравнение амического равновесия торможения с безударным остановом, получим дифференциальное уравнение движения второго порядка

$$J_{\Sigma} \left(\frac{d^2 \omega}{dt^2} \right) + k_{\omega} \left(\frac{d\omega}{dt} \right) = 0,$$

которое методом понижения порядка, приводится к уравнению первого порядка

$$T \left(\frac{d\omega}{dt} \right) + \omega = 0,$$

где $T = \frac{J_{\Sigma}}{k_{\omega}}$ – постоянная времени переходного процесса.

Решение дифференциального уравнения ищется в виде

$$\omega = C_0 e^{pt},$$

где $C_0 = \omega_{\text{нач}}$ – постоянная интегрирования, которая определяется из нулевых начальных условий ($t = 0, \omega = \omega_{\text{нач}}$);

$p = \frac{-1}{T}$ – корень уравнения, который находится подстановкой в дифференциальное уравнение.

Таким образом, закон движения торможения при силах, зависящих от скорости, является экспоненциальным

$$\omega = \omega_{\text{нач}} e^{\frac{-t}{T}}.$$

Переходный процесс, описываемый последним уравнением (рис. 4.6, кривая 2), принято считать законченным за время $(t_{\text{торм}})_{\text{пл}}$, равное трем постоянным времени $T = \frac{J_{\Sigma}}{k_{\omega}}$

$$(t_{\text{торм}})_{\text{пл}} \cong 3T = \frac{3J_{\Sigma}}{k_{\omega}}.$$

Для сравнения на рис. 4.6 (кривая 1) показан закон равномерно замедленного торможения, который описывается уравнением

$$\omega = \omega_{\text{max}} \left(1 - \frac{t}{\tau_{\text{торм}}} \right).$$

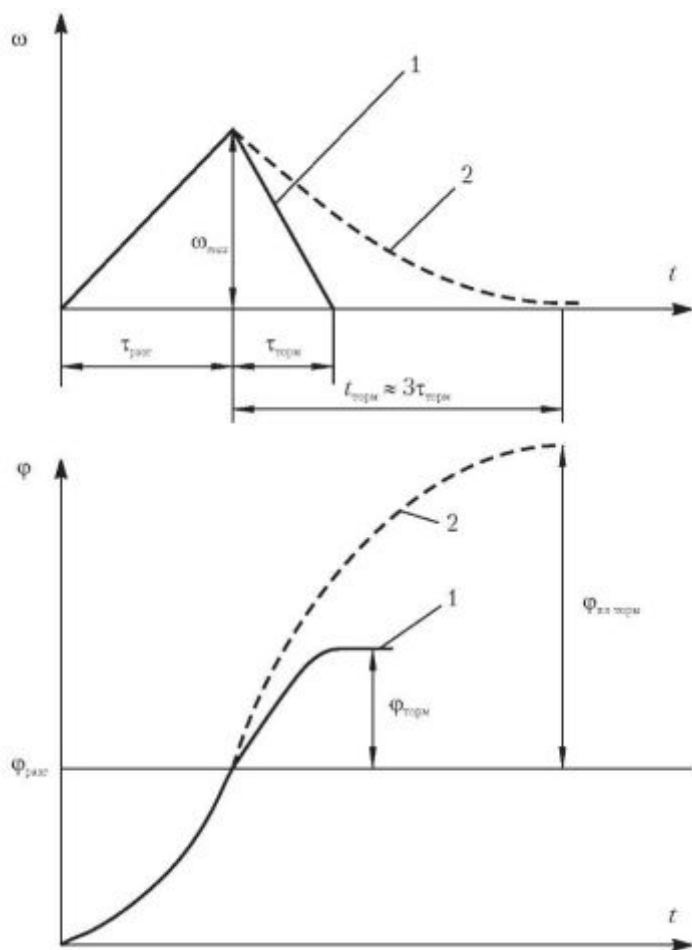


Рис. 4.6. Законы торможения при равномерно-замедленном (1) и экспоненциальном (2) движениях

Учитывая, что начальный момент $(M_{торм})_{пл.плав}$ связан с фактором торможения k_{ω} и начальной скоростью движения, выражение времени плавного торможения примет вид

$$(t_{торм})_{пл} = 3T = \frac{3J_{\Sigma} \omega_{нач}}{M_{нач}} = 3T_{торм}.$$

По сравнению со временем торможения $\tau_{\text{торм}}$ при не зависящим от скорости постоянном тормозном моменте $M_{\text{торм}}$ время безударного торможения $(t_{\text{торм}})_{\text{пл}}$ увеличивается примерно в три раза.

Интегрируя уравнение

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega = \omega_{\text{нач}} e^{-\frac{t}{T}},$$

найдем угловой путь плавного торможения

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{пл.торм}} &= \int_{\omega_{\text{нач}}}^0 \omega dt = \int_0^{(t_{\text{торм}})_{\text{пл}}} \omega_{\text{нач}} e^{-\frac{t}{T}} dt = -\omega_{\text{нач}} T \int_0^{(t_{\text{торм}})_{\text{пл}}} \frac{-1}{T} e^{-\frac{t}{T}} dt = \\ &= -\omega_{\text{нач}} T e^{-\frac{t}{T}} \Big|_0^{(t_{\text{торм}})_{\text{пл}}} = \omega_{\text{нач}} (t_{\text{торм}})_{\text{пл}}. \end{aligned}$$

Таким образом, при нулевых начальных условиях $t = 0, \varphi = 0$ при плавном безударном торможении со снижающимся до нуля к концу движения угловым ускорением путь

$$\varphi_{\text{пл.торм}} = \omega_{\text{нач}} (t_{\text{торм}})_{\text{пл}} = 2\varphi_{\text{торм}}$$

вдвое превышает его значение при равномерно замедленном движении с равными максимальными ускорением и нагрузкой.

На практике могут встречаться и другие случаи плавного торможения машин. Наиболее эффективными следует признать автоматические тормозные устройства с обратной связью, в которых производится измерение текущей координаты φ , скорости ω или ускорения и выработка на этой основе управляющих торможением сил. Задача может быть сформулирована следующим образом. При заданной координате $\varphi_{\text{кон}}$ необходимо обеспечить условия:

- 1) устойчивое равновесное конечное состояние, чтобы машина не могла продолжить движение после остановки;
- 2) равенство нулю конечной скорости движения ($\varphi_{\text{кон}} = 0$);
- 3) равенство нулю ускорения движения ($\epsilon_{\text{кон}} = 0$).

Первое условие обеспечивается равенством нулю суммарного момента двигателя и рабочей машины, обеспечивающим положительное значение фактора устойчивости.

Второе условие $\varphi_{\text{кон}} = 0$ при заданном $\varphi_{\text{кон}}$ требует обеспечить равенство нулю суммарной работы за цикл разгон-торможение $\Sigma A_{\text{цикл}} = 0$, т.е. равенство значений модулей суммарной работы при разгоне и торможении, выражающееся в равенстве площадей над и под осью диаграммы движения максимальному запасу кинетической энергии:

$$T_{\text{max}} = \left| \int_{\varphi_{\text{пер}}}^{\varphi_{\text{кон}}} M_{\Sigma_{\text{торм}}}(\varphi) d\varphi \right| = \int_0^{\varphi_{\text{пер}}} M_{\Sigma_{\text{разг}}}(\varphi) d\varphi,$$

где $M_{\Sigma_{\text{торм}}} = M_{\text{торм}} + M_{\text{сопр}}$, $M_{\Sigma_{\text{разг}}} = M_{\text{дв}} + M_{\text{сопр}}$ – суммарные приведенные моменты соответственно при торможении и разгоне.

Имеется два способа одновременного обеспечения последних двух условий:

а) при постоянных моментах менять угол переключения $\varphi_{\text{пер}}$ с разгона на торможение или продолжительность торможения $\varphi_{\text{торм}}$, накладывая ограничение на тормозной момент $M_{\text{торм}} = |M_{\text{сопр}}|$:

$$(M_{\text{дв}} + M_{\text{сопр}})\varphi_{\text{пер}} = (M_{\text{торм}} + M_{\text{сопр}})\varphi_{\text{торм}};$$

б) при переменном линейно падающем модуле момента торможения

$$M_{\text{торм}}(\varphi) = \frac{[M_{\text{сопр}}(\varphi_{\text{нач}}) - M_{\text{торм}}(\varphi_{\text{кон}})]v}{\varphi_{\text{торм}}},$$

Второе условие позволяет определить начальное значение тормозного момента $(M_{\text{торм}})_{\text{нач}}$ при по запасу кинетической энергии T перед торможением

$$(M_{\text{торм}})_{\text{нач}} = \frac{2T_{\text{max}}}{\varphi_{\text{торм}}} - [M_{\text{сопр}}(\varphi_{\text{нач}}) + (M_{\text{торм}})_{\text{кон}}],$$

где $(M_{\text{торм}})_{\text{нач}}$, $(M_{\text{торм}})_{\text{кон}}$ – начальный и конечный моменты торможения.

Выполнение третьего условия $\varepsilon_{\text{кон}} = 0$ при $J_{\Sigma} = \text{const}$ требует обеспечить равенство нулю суммарного момента в конечном положении:

$$M_{\Sigma_{\text{торм}}}(\varphi_{\text{кон}}) = M_{\text{торм}}(\varphi_{\text{кон}}) + M_{\text{сопр}}(\varphi_{\text{кон}}) = 0.$$

Однако условие $M_{\Sigma_{\text{торм}}}(\varphi_{\text{кон}}) = 0$ не всегда может быть выполнено, так при обычных условиях моменты сопротивления и торможения оба имеют отрицательные значения. Поэтому для выполнения третьего условия необходимо изменить знак одного из слагаемых на обратный. Например, это возможно при опускании груза, когда приведенный момент сил тяжести становится положительным, или при изменении знака подтормаживающего момента на положительный в конце торможения, т.е. должно быть обеспечено плавное возрастание суммарного момента до нуля и плавное снижение суммарной работы до нуля с достижением экстремума работы и скорости в конечном положении

$$M_{\Sigma_{\text{торм}}}(\varphi_{\text{торм}}) = \left[\frac{dA_{\text{торм}}}{d\varphi} \right]_{\text{кон}} = 0.$$

Часто встречающимся способом автоматического безударного останова машины является торможение с меняющейся характеристикой тормозного момента, который обеспечивает плавное снижение сил торможения $M_{\text{торм}} = f(\varphi)$ пропорционально приближению к положению конечного равновесия $\varphi_{\text{кон}}$. Этот пример в силу его частого практического применения рассмотрен ниже в виде последовательно поставленных коротких задач.

Пример расчёта безударного останова

На рис. 4.7 изображена схема механизма подъёма люка при помощи качающегося цилиндра с гидравлическим приводом. Нагрузкой (силой сопротивления) является сила тяжести люка, представляющего собой кривошип. Люк открывается на угол $\varphi_{\text{т}} = 180^\circ$, проходя две стадии (разгон и торможение), переключением давления в полостях ци-

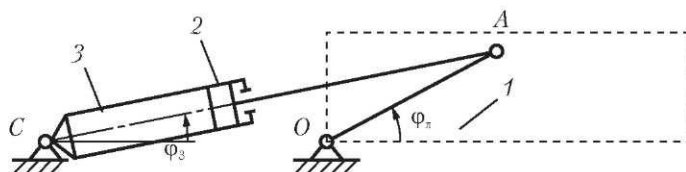


Рис. 4.7. Схема механизма привода люка:
1 – люк; 2 – поршень; 3 – цилиндр

линдра при 90° . В режиме разгона движущими являются силы давления на поршень 2 правой полости цилиндра 3. Торможение люка осуществляется путём подачи противодействия в левую полость цилиндра.

Примечание. Масса люка m_1 сосредоточена в точке B . При расчёте целесообразно ввести угол поворота люка $\varphi_\pi = \varphi_1 - 30^\circ$, связанный с углом φ_1 поворота кривошипа OA механизма. Запишем дифференциальное уравнение динамического равновесия при безударном останове

$$\frac{J_\Sigma d^2\varphi}{dt^2} + M_\Sigma(\varphi) = 0,$$

в котором для унимодальной функции $\omega(\varphi) = \frac{d\varphi}{dt}$ при $\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \leq 0$ должно быть обеспечено условие $\frac{dM_\Sigma}{d\varphi} \geq 0$.

Задача 1. Определить зависимость приведенного момента сил тяжести люка от угла его поворота.

Решение. Приведенный момент силы тяжести люка $G = gm_1$ рассчитывается из условия $M_G = |G| \left| \frac{v_B}{\omega_1} \right| \cos \Lambda$

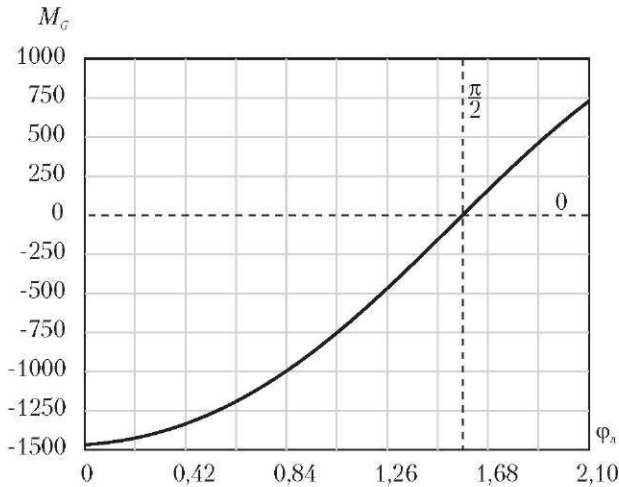


Рис.4.8. Зависимость приведенного момента M_G силы тяжести люка от угла поворота

равенства мощностей силы тяжести и её приведенного момента

$$M_G = gm_1 L_{OB} \cos\left(\frac{\pi}{2} + \varphi_{\pi}\right) = -gm_1 L_{OB} \cos(\varphi_{\pi}),$$

где $\frac{dS_B}{d\varphi_1} = \frac{v_B}{\omega_1} = L_{OB}$ – аналог скорости точки B ; $\Lambda = \left(\frac{\pi}{2} + \varphi_{1\pi}\right)$ – угол между силой тяжести G и скоростью точки B .

На кривой, отражающей зависимость $M_G(\varphi_{\pi})$ (рис. 4.8), можно отметить участок подъёма (разгона) люка ($\varphi_{\pi} = 0 \div \pi/2$), на котором сила тяжести является силой сопротивления и имеет отрицательный приведенный момент, и участок опускания (торможения) люка ($\varphi_{\pi} = \pi/2 \div \pi$), на котором эта сила будет движущей. Можно отметить максимальное значение момента сопротивления подъёму $|M_G|_{\max} = gm_1 L_{OB}$ при $\varphi_{\pi} = 0$. Приведенный момент M_G равен нулю в вертикальном положении люка при $\varphi_{\pi} = \pi/2$. Изменение знака момента M_G в вертикальном положении звена 1 свидетельствует об изменении отрицательного знака работы силы тяжести G при $\varphi_{\pi} \leq \pi/2$ на положительное значение при $\varphi_{\pi} \geq \pi/2$, когда сила тяжести помогает движению люка вниз.

Задача 2. Определить необходимый движущий момент в начальном положении люка.

Решение. Необходимый начальный движущий момент связан с максимальным значением момента сопротивления подъёму $|M_G(\varphi_{\pi} = 0)|_{\max} = gm_1 L_{OB}$, который необходимо преодолеть, $M_{дв} \geq |M_{д}(\varphi_{\pi} = 0)|$. Чтобы исключить знак неравенства, сделав допущение постоянства приведенного движущего момента, преобразуем его к виду

$$M_{дв} \approx k_{пуск} |M_G|_{\max},$$

где $k_{пуск} = 1,2 \div 1,4$ – коэффициент запаса пускового момента, определяющий мощность двигателя гидросистемы.

Задача 3. Определить суммарный момент на участке разгона, сохраняя допущение задачи 2.

Решение. Суммарный момент на участке разгона является алгебраической суммой движущего момента и приведенного момента сопротивления силы тяжести люка

$$M_{\Sigma}(\varphi) = L_{OB} m_1 [k_{пуск} - \cos(\varphi_{\pi})].$$

Задача 4. Определить суммарную работу при открытии люка на угол 90° .

Решение. Работа при разгоне может быть получена путем интегрирования суммарного приведенного момента до угла переключения $\varphi_{\text{пер}} = \pi/2$:

$$A_{\Sigma_{\text{разг}}}(\varphi) = \int_0^{\pi/2} M_{\Sigma_{\text{разг}}}(\varphi) d\varphi_{\text{л}} = gm_1 L_{OB} \int_0^{\pi/2} [k_{\text{пущк}} - \cos\varphi_{\text{л}}] d\varphi_{\text{л}}.$$

Задача 5. Принимая суммарный приведенный момент инерции механизма люка постоянным ($J_{\Sigma} = 0,5$), определить кинетическую энергию и угловую скорость люка в положении переключения с разгона на торможение (открытия люка на $\varphi = \pi/2$).

Решение. При разгоне люка происходит накопление кинетической энергии системы за счёт суммарной работы двигателя и сопротивления $A_{\Sigma_{\text{разг}}} = \Delta T_{\text{разг}}$. Закон движения люка $\varphi(\varphi_{\text{л}})$ определяется по суммарной работе на участке разгона

$$\left(\omega_{\text{разг}}\right)_{\text{max}}\left(\varphi = \frac{\pi}{2}\right) = \left[\frac{2A_{\Sigma_{\text{разг}}}\left(\varphi = \frac{\pi}{2}\right)}{J_{\Sigma}}\right]^{\frac{1}{2}}$$

Задача 6. Сохраняя допущения задачи 5, определить необходимый момент тормозных сил $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi)$ для остановки и удержания люка $\omega(\varphi = \pi) = 0$ в положении открытия ($\varphi = \pi$).

Решение. Необходимый момент для удержания люка силами давления равен моменту сил тяжести

$$M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -M_G(\varphi = \pi) = gm_1 L_{OB}.$$

Для обеспечения безударного останова при $J_{\Sigma} = \text{const.}$ также необходимо иметь

$$\varepsilon_1(\varphi = \pi) = 0 = \frac{M_{\Sigma_{\text{торм}}}(\varphi = \pi)}{J_{\Sigma}}$$

Задача 7. Определить необходимую работу торможения $A_{\text{торм}}(\varphi = \pi)$ для остановки люка.

Решение. Необходимая работа тормозных сил равна сумме кинетической энергии в конце разгона и работе сил тяжести в процессе торможения (см. решение задач 4 и 5)

$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -[gm_1 L_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}].$$

Величина этой работы связана с эпюрой изменения тормозных сил, поэтому в следующей задаче определим необходимую зависимость изменения тормозного момента.

Задача 8. Принимая линейную зависимость момента тормозных сил для безударной остановки люка в положении $\varphi = \pi$, определить начальное значение тормозного момента, считая известным его конечное значение из решения задачи 6.

Решение. Для обеспечения безударной остановки люка при его открытии на 180° , кроме выполнения предыдущего условия $M_\Sigma(\varphi = \pi) = 0$ (см. решение задачи 6), необходимо определить начальное значение тормозного момента после переключения давлений на торможение $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2)$, исходя из необходимой работы торможения $A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -[gm_1 L_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}]$, обеспечивающей остановку $\omega(\varphi = \pi) = 0$ (см. решение задачи 7), и конечного значения момента тормозных сил $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = gm_1 L_{OB}$ для достижения равенства нулю ускорения движения в конце торможения

$$\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_{\text{кон}} = \varepsilon(\varphi_{\text{кон}}) = 0.$$

Поэтому

$$A_{\Sigma\text{торм}}(\varphi = \pi) = \Delta T_{\text{разг}} + A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) + A_G(\varphi = \pi) = 0;$$

$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = \int_{\pi/2}^{\pi} M_G(\varphi) d\varphi_1 = -[gm_1 L_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}].$$

При линейном законе изменения тормозного момента сил давления дросселированием жидкости на выходе из цилиндра работа сил торможения будет представлять площадь трапециевидной эпюры приведенного суммарного момента (рис. 4.9)

$$A_{\text{торм}} = \int_{\pi/2}^{\varphi=\pi} M_{\text{торм}}(\varphi) d\varphi_{\text{л}} = \left[M_{\text{торм}}\left(\varphi_{\text{пер}} = \frac{\pi}{2}\right) + M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) \right] \frac{\varphi_{\text{торм}}}{2},$$

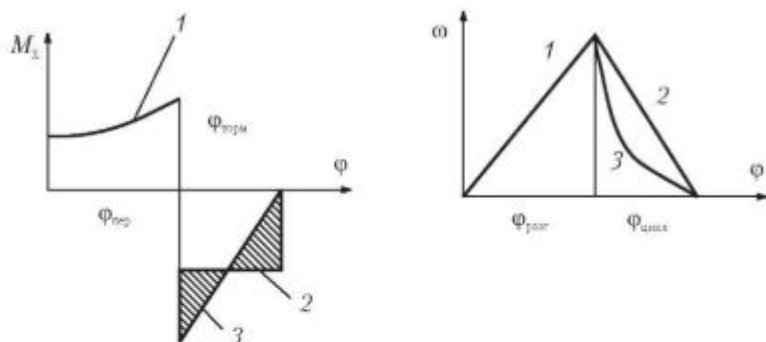


Рис. 4.9. Изменения суммарного момента M_z и скорости люка ω в режиме разгон-торможение: 1 – разгон; 2 – торможение при $M_{\text{торм}} = \text{const}$; 3 – торможение при безударном останове

где $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = gm_1 L_{OB}$ – конечное значение момента сил давления в положении $\varphi = \pi$; $M_{\text{торм}}(\varphi_{\text{иср}} = \pi/2) = \frac{2A_{\text{торм}}(\varphi = \pi)}{\pi/2}$ – начальное значение момента сил давления в положении $\varphi = \pi/2$; $\varphi_{\text{торм}} = \pi - \varphi_{\text{иср}} = \pi/2$ – угловой путь торможения.

Задача 9. После переключения давлений в цилиндре происходит торможение люка и гашение достигнутой при разгоне кинетической энергии и скорости до нуля моментом тормозных сил по линейной зависимости. Определить зависимость углового ускорения при торможении $\varepsilon(\varphi) = M_z(\varphi) / J_z$ и тем самым сделать проверку при $\varphi = \pi$ выполнения условий безударного останова: $M_z(\varphi = \pi) = 0$, $\varepsilon(\varphi = \pi) = 0$.

Решение. Примем линейную зависимость тормозного момента от угла поворота (см. задачу 8) и установим необходимое для безударного останова значение фактора торможения $k_{\text{торм}}$ (фактор торможения представляет коэффициент пропорциональности, определяющий изменение тормозных сил):

$$M_{\text{торм}}(\varphi) = M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2) - k_{\text{торм}}(\varphi - \varphi_{\text{иср}}),$$

где $k_{\text{торм}} = \frac{[M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2) - M_{\text{торм}}(\varphi = \pi)]}{(\varphi - \pi/2)}$.

Определив зависимость $M_{\text{торм}}(\varphi)$, построим зависимость угловой скорости и углового ускорения при торможении $\varepsilon_{\text{торм}}(\varphi)$ и сделаем проверку выполнения

условий безударного останова (рис. 4.9) при $\varphi = \pi$, $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -M_G(\varphi = \pi) = gm_1 L_{OB}$, $M_{\Sigma}(\varphi = \pi) = 0$, $\omega_{\text{кон}} = 0$.

Расчётные формулы имеют следующий вид:

$$\omega_{\text{разг}}(\varphi) = \left[\frac{\omega_{\text{max}} - 2A_{\text{торм}}(\varphi)}{J_{\Sigma}} \right]^{1/2};$$

$$\varepsilon_{\text{торм}}(\varphi) = \frac{M_{\Sigma\text{торм}}(\varphi)}{J_{\Sigma}}.$$

Задача 10. Определить время разгона и время движения в цикле «разгон – торможение»

Решение. Решение задачи 10 целесообразно проводить на ЭВМ, например, используя систему *Mathcad*, алгоритм решения задачи представлен ниже. Время разгона и торможения можно определить интегрированием обратной функции закона движения φ_1/ω по углу

$$\tau_{\text{разг}} = \int_{\varphi=0}^{\varphi_{\text{пер}}} \frac{1}{\omega} \varphi_{\text{д}} d\varphi_1; \quad \tau_{\text{торм}} = \int_{\varphi_{\text{пер}}}^{\varphi_{\text{кон}}} \frac{1}{\omega} \varphi_{\text{д}} d\varphi_1.$$

Время цикла движения равно

$$\tau_{\text{цикл}} = t_{\text{цикл}} = \tau_{\text{разг}} + \tau_{\text{торм}}.$$

Задача 11. Определить среднюю и максимальную мощности двигателя гидросистемы

Решение. Принимая механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,8$ и учитывая КПД разгона $\eta_{\text{разг}}$, рассчитаем общий КПД насоса $\eta_{\text{нас}} = \eta_{\text{разг}} \eta_{\text{мех}}$.

Средняя развиваемая двигателем мощность в примере определяется периодом разгона, так как при торможении давление управляется дросселированием потока жидкости

на выходе в гидроцилиндре. Поэтому при торможении неравновешенного люка мощность двигателя не используется

$$(W_{дв})_{ср} = \frac{A_{дв,разг}}{\eta_{нас} t_{разг}}$$

Максимальная мощность двигателя соответствует соответствующему экстремуму произведения

$$W_{дв} = \eta_{нас} [M_{дв} \omega_{разг}(\varphi)]_{нас},$$

где $M_{дв}, \omega(\varphi)$ – движущий момент и закон изменения скорости звена 1 при разгоне.

Примечание. Методика расчёта КПД разгона приводится позже в гл.7.

Выводы по решению задачи. Снижение номинальной мощности двигателя $W_{дв}$ и тем самым, снижением работы двигателя $A_{дв,разг}$ вызывает увеличение времени разгона и всего цикла движения. Кроме этого, минимизация номинальной мощности машины имеет ограничение по пусковым свойствам двигателя $k_{пуск} \geq 1,0$.

Особенно часто автоматическими устройствами безударного останова оснащаются транспортные машины, делающие частые остановки в заданном положении. В этом отношении перспективным является управление электрическими двигателями, включенными в систему управления таким образом, что при торможении машины они переходят в генераторный режим работы и отдают энергию в накопитель или в сеть.

4.6. Влияния упругости звеньев на процесс останова

Перспективный способ останова машины – использование в качестве тормозящих сил силы упругости. Когда в процессе торможения участвуют силы упругости, применение постулатов динамической модели с жесткими звеньями оказывается невозможным, так как при некоторых условиях процесс торможения может иметь колебательный характер. В качестве примера можно рассмотреть конструк-

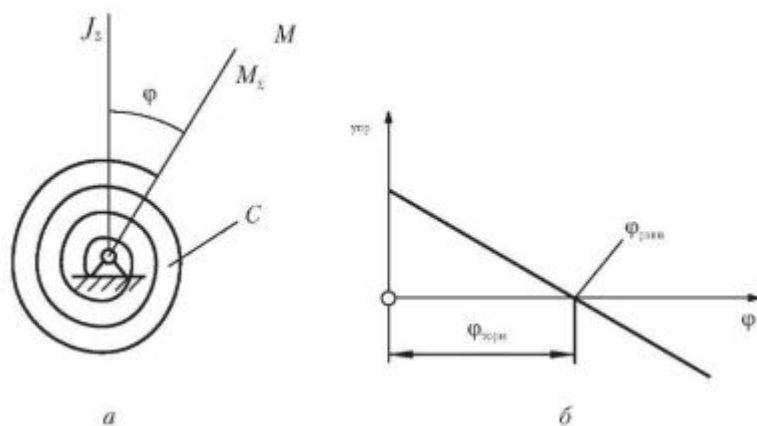


Рис. 4.10. Схема (а) и характеристика (б) упругого амортизатора

цию амортизатора (рис. 4.10) со следующими параметрами: C – коэффициент жесткости пружины, обеспечивающий фиксацию амортизатора в определенном угловом положении; J_z – суммарный приведенный момент инерции. Отклонение от равновесного положения $\varphi_{\text{равн}}$ вызывает действие упругого восстанавливающего момента

$$M_{\text{упр}} = -C(\varphi - \varphi_{\text{равн}}),$$

направленного в сторону, противоположную отклонению φ .

При $\varphi_{\text{равн}} = 0$ уравнение динамического равновесия

$$J_z \left(\frac{d^2 \varphi}{dt^2} \right) = -k_{\omega} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) - C\varphi.$$

можно представить в следующем виде:

$$T_2^2 \left(\frac{d^2 \varphi}{dt^2} \right) + T_1 \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) + \varphi = 0,$$

при обозначении $T_2^2 = \frac{J_z}{C}$, $T_1 = \frac{k_{\omega}}{C}$ – постоянные времени.

При $J_z = \text{const}$ последнее уравнение является линейным дифференциальным уравнением второго порядка, решением которого будет

$$\Phi = C_1 e^{p_1 t} + C_2 e^{p_2 t} = \Phi^{(1)} + \Phi^{(2)},$$

причем $\Phi_0 = C_1 + C_2$ – начальное отклонение.

Здесь C_1, C_2 – произвольные постоянные интегрирования, зависящие от начальных условий, p_1, p_2 – корни характеристического уравнения

$$T_2^2 p^2 + T_1 p + 1 = 0,$$

получаемые подстановкой решения в дифференциальное уравнение. Тогда

$$p_{1,2} = -T \pm \sqrt{\frac{T_1^2 - 4T_2^2}{2T_2^2}}.$$

Колебательный или аperiodический вид закона движения звена приведения определяется корнями характеристического уравнения, т.е. соотношениями между постоянными времени T_1 и T_2 .

Если $T_1 > 4T_2$, то подкоренное выражение положительно и корни p_1, p_2 являются действительными отрицательными. В этом случае закон движения будет аperiodический, он описывается суммой двух убывающих экспонент с различными постоянными времени (рис. 4.11).

При $t \rightarrow \infty$ звено возвращается в положение равновесия. Чем больше $\left(\frac{k_r}{2J_\Sigma}\right)^2$ и меньше $\frac{C}{J_\Sigma}$, тем ближе кривая переходного процесса. Особое место занимает случай

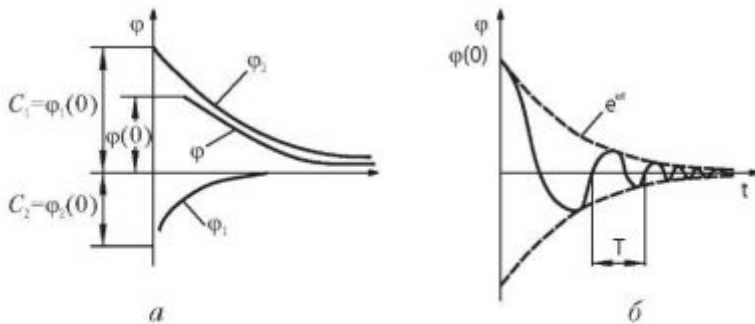


Рис. 4.11. Аperiodический (а) и колебательный (б) переходные процессы

$$\left(\frac{k_{\omega}}{2J_{\Sigma}}\right)^2 < \frac{C}{J_{\Sigma}},$$

когда корни характеристического уравнения становятся комплексными сопряженными

$$p_{1,2} = \alpha + iT \quad (i = \sqrt{-1})$$

и закон движения имеет колебательный характер (см. рис. 4.10)

$$\varphi = \varphi_0 e^{\alpha t} \sin(\omega_0 t + \Theta),$$

где φ_0 – начальное отклонение звена; Θ – фаза колебаний;

$\alpha = \frac{k_{\omega}}{2J_{\Sigma}}$ – уравнение огибающих колебаний; ω_0 – частота собственных колебаний

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{J_{\Sigma}} - \left(\frac{k_{\omega}}{2J_{\Sigma}}\right)^2}$$

Колебания при останове машины также неприятны, как и мягкий удар (рассмотренный выше процесс разрывного изменения ускорения движения). Таким образом, для исключения колебаний звена около положения равновесия при торможении нужно установить определённые условия, т.е. необходимо обеспечить определённые соотношения между коэффициентом жесткости, моментом инерции и фактором (коэффициентом) торможения

$$\left(\frac{k_{\omega}}{2J_{\Sigma}}\right)^2 > \frac{C}{J_{\Sigma}}.$$

4.7. Приведение характеристики упругих связей

При изучении кинематических цепей с упругими звеньями решение уравнений движения механизма значительно усложняется, так как каждое упругое звено вносит дополнительную степень свободы. Часто используют приближенный метод *приведения жесткости звеньев*, с помощью которого отдельные участки кинематических цепей заменяются

эквивалентными. Для типовых звеньев механизма можно привести формулы определения коэффициентов жесткости. Наиболее распространен учет крутильной жесткости валов. Так как опоры не влияют на крутильную жесткость, жесткость длинных валов учитывается в первую очередь

$$C = \frac{GJ_p}{L},$$

где C – коэффициент жесткости; G – модуль сдвига; J_p – полярный момент инерции; L – длина вала.

Определение приведенных коэффициентов жесткости кинематических цепей передаточного механизма производится из условия сохранения энергии деформации E . Коэффициент приведенной жесткости C^{np} при параллельном соединении упругих звеньев равен сумме коэффициентов отдельных i -х элементов:

$$C^{np} = \sum C_i.$$

При последовательном соединении упругих элементов их деформация происходит под действием общей силы или момента $M_{упр} = C_i \Delta\varphi$, причем – общая суммарная деформация элементов. Приняв эквивалентную жесткость C^{np} ,

обеспечивающую суммарную деформацию $\Delta\varphi_{\Sigma} = \frac{M_{упр}}{C^{np}}$ получим

$$\frac{M_{упр}}{C^{np}} = \sum \frac{(M_{упр})_i}{C_i} \quad \text{или} \quad \frac{1}{C^{np}} = \sum \frac{1}{C_i}.$$

Эти выражения правомерны, если последовательно соединенные элементы не обладают массами, иначе возникающие силы инерции могут усложнить картину передаваемых отдельными элементами усилий. При последовательном соединении величина приведенного коэффициента жесткости определяется наименее жестким элементом. При выводе уравнений приведенных коэффициентов жесткости упругих элементов может оказаться, что направления элементарных перемещений и деформаций звеньев не совпадают. В качестве примера можно привести упругие уравновешивающие элементы манипуляторов. Приведенная к кривошипу крутильная жесткость пружины амортизатора переменна и может быть определена аналогично жесткости

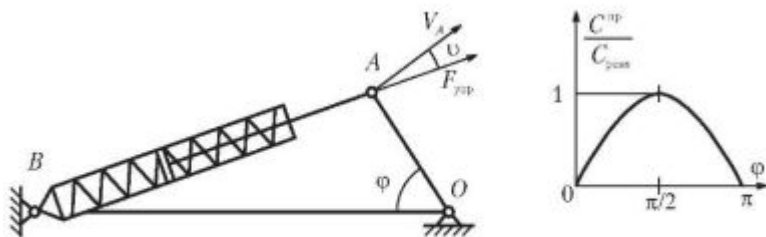


Рис. 4.12. Механизм (а) и характеристика (б) нелинейного амортизатора:
 1 – кривошип; 2 – шток; 3 – цилиндр; 4 – пружина

упругого шатуна. Учитывая, что сила упругой деформации пружины

$$F_{\text{упр}} = C\Delta S_A,$$

направленная по ее оси, не совпадает с направлением скорости V_A точки ее подсоединения, приведенный к точке ее подсоединения коэффициент жесткости пружины будет зависеть от угла ϑ между осью пружины и вектором скорости V_A :

$$C^{\text{np}} = C_{\text{реал}} \cos \vartheta,$$

где $C_{\text{реал}}$ – реальный коэффициент жесткости.

Поскольку угол давления ϑ связан в общем случае с обобщенной координатой механизма, то приведенный коэффициент жесткости C^{np} также может зависеть от положения механизма (рис. 4.12). Таким образом, приведенные параметры динамической модели, учитывающей коэффициент жесткости, также оказываются связанными с передаточными кинематическими функциями механизма.

4.8. Динамические характеристики приводов

В динамических моделях машин в качестве управляющего воздействия рассматриваются моменты, развиваемые двигателем и исполнительным органом как функция скорости. Однако движение механизмов оказывает и обратное влияние на силы и моменты. В зависимости от типа двигателя рабочий процесс в нем претерпевает изменения

с некоторым запаздыванием при изменении скорости и нагрузки. Это явление объясняется инерционностью переходных процессов внутри двигателя. Например, изменение теплового состояния ДВС оказывает влияние на процесс сгорания, КПД и эффективный крутящий момент M . Для аппроксимации динамических характеристик двигателей различных типов обычно применяют дифференциальное уравнение первого порядка

$$T \frac{dM}{dt} + M = f(\omega, H),$$

где T – постоянная времени двигателя; M и ω – момент и скорость вращения двигателя; $f(\omega, H)$ – зависимость статической характеристики двигателя; H – координата управления.

Постоянная времени двигателя может иметь различные значения, например, для двигателя постоянного тока с независимым возбуждением она определяется электромагнитным переходным процессом

$$T = \frac{L_{\text{я}}}{R_{\text{я}}},$$

где $L_{\text{я}}$, $R_{\text{я}}$ – индуктивность и сопротивление в цепи якоря.

Процесс изменения динамического момента оказывается растянутым во времени и аппроксимируется экспонентой (рис. 4.13)

$$\frac{\Delta M}{\Delta M_{\text{max}}} = e^{-t/T},$$

где ΔM , ΔM_{max} – текущее и максимальное изменение момента нагрузки; T – постоянная времени, измеряемая в секундах.

Такая переходная характеристика (см. рис. 4.13) описывается обыкновенным дифференциальным уравнением первого порядка с постоянными коэффициентами. Постоянная времени T определяется по переходной характеристике как проекция касательной на ось времени t . Если физический реальный процесс в машине не описан аналитическими уравнениями, то постоянная времени T может быть найдена по экспериментальной кривой переходного процесса.

При $\frac{t}{T} = 3 \frac{\Delta M}{\Delta M_{\text{max}}} \cong 0,02$ считается, что переходный процесс практически заканчивается и ошибка не превышает 2%.

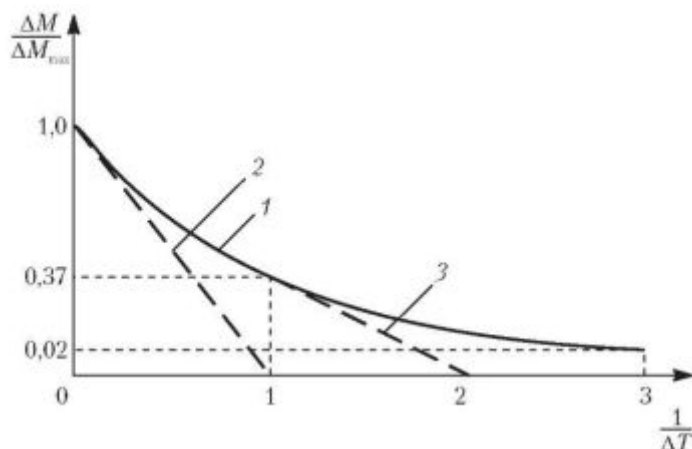


Рис. 4.13. Изменение динамического момента во времени:
 1 – переходный процесс изменения момента;
 2, 3 – касательные к графику переходного процесса

Следует отметить, что динамические характеристики двигателя и рабочей машины могут оказывать влияние не только на длительность переходного процесса Δt , но и на устойчивость его работы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Как оценивается неравномерность вращения вала машины?
2. Какие задачи при проектировании решаются методом Мерцалова?
3. Опишите роль маховика в машине и критерии выбора места его установки.
4. Объясните влияние маховика на закон движения машины при ее разгоне.
5. Каким образом влияют характеристики двигателя на неравномерности движения.
6. Как можно изменить динамические свойства машины, не увеличивая мощность двигателя?
7. Как можно производить безударный останов машины?
8. Опишите влияние упругости звеньев на процесс движения.

Глава 5.

КРИТЕРИИ И ПОКАЗАТЕЛИ ЭКОНОМИЧНОСТИ РАСХОДА ЭНЕРГИИ

5.1. Энергетический анализ машин и понятие о КПД

Рассмотрим энергетический баланс машины для произвольного момента времени. Уравнение сохранения энергии можно записать в виде суммы мощностей сил, действующих в машине,

$$W_{\text{дв}} - W_{\text{полезн}} - W_{\text{потерь}} - W_{\text{рек}} \pm W_{\text{упр}} \pm W_G \pm W_{\text{ин}} = 0,$$

где $W_{\text{дв}}$ – мощность, развиваемая двигателями машинного агрегата; $W_{\text{полезн}}$ – мощность сил полезного сопротивления; $W_{\text{потерь}}$ – мощность сил вредного сопротивления, в том числе сил трения; $W_{\text{рек}}$ – мгновенная мощность аккумулирующих устройств, позволяющих запастись энергией сил торможения; $W_{\text{ин}}$ – мощность сил инерции (кинетическая или избыточная); $W_{\text{упр}}$ – мощность, затрачиваемая на деформацию звеньев; W_G – мощность сил тяжести звеньев.

Сумму $W_G \pm W_{\text{упр}}$ называют потенциальной мощностью. Знаки перед членами энергетического баланса выбраны по физическому смыслу: положительный знак стоит перед мощностью двигателя, увеличение которой вызывает рост скорости. Последние члены энергетического баланса $W_{\text{упр}}$, W_G , $W_{\text{ин}}$ могут иметь как положительное, так и отрицательное значение в разные моменты времени, т.е. могут суммироваться с мощностью двигателя или использоваться для торможения. Силы, действующие против направления скорости, увеличение которых вызывает снижение скорости, называют силами сопротивления. Среди них выделяют силы *полезного сопротивления*, совершающие «полезную

для нас работу», для преодоления которых предназначена машина, например, сил тяжести в грузоподъёмной машине. Силы «вредного сопротивления» дополнительно возникают при преобразовании в механизме движений и сил, сверх необходимых для совершения полезной работы, например, силы трения в кинематических парах механизма.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил полезного сопротивления $W_{\text{полезн}}$, характеризуется мгновенным коэффициентом полезного действия

$$\eta_{\text{мгн}} = \frac{W_{\text{полезн}}}{W_{\text{дв}}}.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил вредного сопротивления, характеризуется мгновенным коэффициентом потерь

$$\chi_{\text{мгн}} = \frac{W_{\text{потерь}}}{W_{\text{дв}}}.$$

Коэффициенты $\chi_{\text{мгн}}$ и $\eta_{\text{мгн}}$ характеризуют мгновенное распределение полезной и рассеиваемой энергии, однако они не имеют однозначной связи, так как соотношение между ними может меняться за счёт изменения других членов энергетического баланса. Например, в режиме разгона часть мощности двигателя кроме совершения полезной работы дополнительно затрачивается на увеличение кинетической энергии, и формальный расчёт мгновенного КПД в этот момент времени даст заниженное значение $\eta_{\text{мгн}}$. Наоборот, при снижении скорости в режиме «выбега машины» движение поддерживается за счёт траты накопленной кинетической энергии при выключенном двигателе и тормозе, мощности которых равны нулю. Поэтому формальный расчёт мгновенного КПД в этот момент времени даст бесконечно большое значение $\eta_{\text{мгн}}$. Под мгновенным КПД часто понимают отношение мощностей сил полезного сопротивления и движущих сил на ведомом и ведущем звеньях механизма, соотношение их может быть различным. Иногда при формальном расчёте с учётом сил трения можно получить расчётное значение $\eta_{\text{мгн}}$ меньше нуля, если оказывается $W_{\text{пол}} = [W_{\text{дв}} - W_{\text{трения}}] \leq 0$. Отрицательный результат $\eta_{\text{мгн}}$ показывает, что движение механизма может отличаться от желаемого заданного при расчёте и механическая система может переходить в состояние заклинивания или самоторможения.

Следует отметить, что в неподвижном состоянии реальная мощность действующих сил равна нулю и по уравнению энергетического баланса оценивается соотношение мощностей на возможных перемещениях. Таким образом, мгновенный КПД не характеризует однозначно экономичность расхода энергии, но он может быть использован для выбора параметров механизма, не допускающих заклинивания или самоторможения. Эти явления мы рассмотрим подробнее чуть позже.

В течение полного цикла установившегося движения машины сумма работ последних трёх слагаемых энергетического баланса равна нулю, т.е.

$$\int (W_{\text{упр}} + W_G + W_{\text{ин}}) dt = 0 \quad \text{или} \quad \int (M_{\text{упр}}^{\text{кр}} + M_G^{\text{кр}} + M_{\text{ин}}^{\text{кр}}) d\varphi = 0,$$

где $M_{\text{ин}}$, M_G , $M_{\text{упр}}$ – моменты сил инерции, тяжести и упругости.

В связи с этим интегрирование уравнения баланса мощностей за полный цикл установившегося движения позволяет записать баланс работ в виде

$$(A_{\text{дв}})_{\text{цикл}} = (A_{\text{полезн}} + A_{\text{потерь}} + A_{\text{рек}})_{\text{цикл}},$$

где $A_{\text{полезн}} = \int_{\tau_{\text{цикла}}} W_{\text{полезн}} dt$ – работа сил полезного сопротивления за цикл; $A_{\text{потерь}} = \int_{\tau_{\text{цикла}}} W_{\text{потерь}} dt$ – работа сил сопротивления; $A_{\text{рек}} = \int_{\tau_{\text{цикла}}} W_{\text{рек}} dt$ – аккумулированная в цикле энергия;

$$(A_{\text{дв}})_{\text{цикл}} = \int_{\tau_{\text{цикла}}} W_{\text{дв}} dt \quad \text{– работа двигателя за цикл.}$$

Критериями, позволяющими оценить экономичность расхода энергии (работы двигателя) за цикл движения (без рекуперации), могут служить доля потерь и цикловой КПД, которые могут быть представлены в виде

$$d_{\text{потерь}} = \left(\frac{A_{\text{потерь}}}{A_{\text{дв}}} \right)_{\text{цикл}} \quad \text{и} \quad \eta_{\text{цикла}} = \left(\frac{A_{\text{полезн}}}{A_{\text{дв}}} \right)_{\text{цикл}}.$$

В цикле установившегося движения они не являются независимыми параметрами, а однозначно связаны между со-

бой как средние значения функций их изменения за цикл. Тогда цикловой КПД принимает вид

$$\eta = \frac{(A_{\text{полезн}})_{\text{цикл}}}{(A_{\text{полезн}} + A_{\text{потерь}})_{\text{цикл}}} = \frac{(A_{\text{дв}} + A_{\text{потерь}})_{\text{цикл}}}{(A_{\text{дв}})_{\text{цикл}}} = 1 - d_{\text{потерь}}$$

5.2. Цикловой КПД машин в цикле разгон-торможение и анализ возможностей его повышения

Анализируя уравнение баланса работ за цикл, следует отметить, что оно справедливо не только на установившемся движении, но, безусловно, применимо и к некоторым видам неустановившегося движения, например, в цикле движения пуск-останов, в котором суммарная работа всех сил в цикле равна нулю. Однако оценка экономичности расхода энергии (точнее работы двигателя) может быть произведена и для отдельных периодов движения, например, для разгона с целью выбора оптимальных параметров машины. До настоящего времени цикл пуск-останов использовался только для оценки динамических качеств машины. Рассматривая идеализированный цикл пуск-останов (см. рис. 4.4), мы сделали вывод о том, что он обладает наилучшими динамическими качествами из всех возможных циклов при равных механических нагрузках. Применение его для оценки экономичности расхода энергии позволяет оценить машину всесторонне, связать динамические и экономические качества машины в самом тяжёлом и распространённом в эксплуатации цикле движения. Время разгона $\tau_{\text{разг}}$ в этом цикле при суммарном моменте сил движущих и сопротивления, независимых от скорости и координаты моментах, ранее было представлено нами на рис. 4.5 и продублировано на рис.5.1:

$$\tau_{\text{разг}} = \frac{\tau_{\text{мин}}}{M_{\Sigma} / M_{\text{дв}}},$$

где $\tau_{\text{мин}} = \frac{\omega_{\text{max}} \cdot J_{\Sigma}}{M_{\text{дв}}}$ – минимально возможное время разгона

машины без нагрузки.

Поскольку в цикле разгон-торможение изменение суммарной работы за цикл равно нулю, поэтому к нему воз-

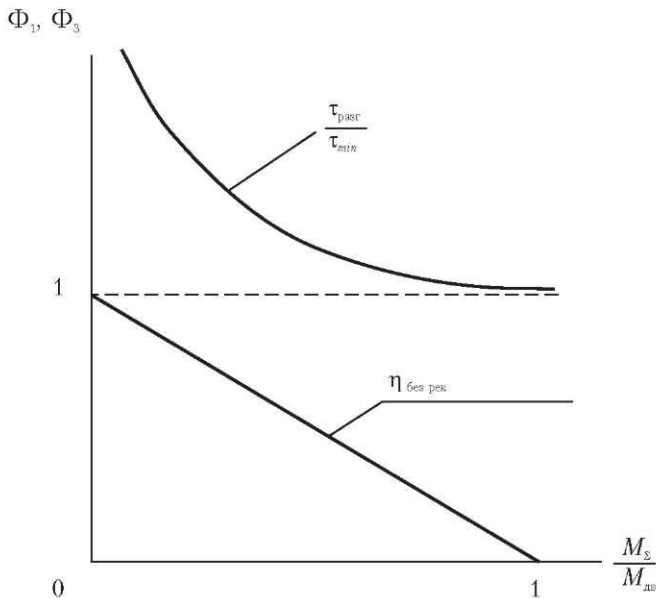


Рис. 5.1. Зависимости времени разгона цикла разгон-торможение и цикловой КПД без рекуперации энергии от доли избыточного момента двигателя $M_{\gamma} / M_{дв}$

можно применение такой оценки экономической эффективности цикла, как цикловой КПД

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{(A_{дв})_{\text{разг}} - |A_{\text{потерь}}|_{\text{цикл}}}{(A_{дв})_{\text{разг}}},$$

где $(A_{дв})_{\text{разг}}$ – работа двигателя в период разгона, предполагая, что при торможении двигатель отключается и не расходует энергии; $|A_{\text{потерь}}|_{\text{цикл}}$ – работа за цикл сил вредного сопротивления, основную долю которого составляют силы торможения при остановке.

В качестве примера рассмотрим упрощенную модель расчёта КПД в цикле разгон-торможение, при условии значительного превышения момента торможения над другими $M_{\text{торм}} \gg M_{дв} \gg M_{\text{сопр}}$. Учитывая, что при торможении накопленная кинетическая энергия T_{max} будет полностью потеряна, в качестве работы потерь можно принять

избыточную работу двигателя, которая при разгоне идёт на накопление кинетической энергии:

$$A_{\text{потерь}} = \Delta T_{\text{мах}} = \int_0^{\varphi_{\text{разг}}} M_{\Sigma} d\varphi = M_{\Sigma} \cdot \varphi_{\text{разг}}.$$

Таким образом, при принятых допущениях резкого торможения КПД цикла разгон-торможение без рекуперации энергии можно представить как

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{(\int M_{\text{дв}} d\varphi - \int M_{\Sigma} d\varphi)_{\text{цикл}}}{(\int M_{\text{дв}} d\varphi)_{\text{цикл}}} = 1 - \frac{M_{\Sigma}}{M_{\text{дв}}}.$$

Более наглядная картина связи динамических и экономических качеств машины в цикле «разгон-торможение» может быть получена при совместном решении уравнений

$$t_{\text{разг}} = f(M_{\Sigma}) \text{ и } \eta_{\text{цикл}} = f(M_{\Sigma}) \text{ при } \tau_{\text{разг}} \geq \tau_{\text{мин}}.$$

Исключая избыточный момент двигателя, получаем связь времени разгона и циклового КПД без рекуперации энергии:

$$\eta_{\text{цикл без рек}} = 1 - \frac{\tau_{\text{мин}}}{\tau_{\text{разг}}} = 1 - \frac{1}{\tau_{\text{разг}} / \tau_{\text{мин}}}.$$

Анализ зависимости циклового КПД и времени разгона (см. рис. 5.1) показывает, что улучшение динамических свойств машины значительно снижает КПД за счёт потерь кинетической энергии при торможении, если не осуществляется рекуперация энергии.

Под рекуперацией энергии понимается преобразование и накопление энергии аккумулялирующим устройством в процессе торможения, использование её в период разгона и на другие полезные цели. Поэтому работу по накоплению энергии $A_{\text{рек}}$, обычно теряемой при торможении, следует признать полезной. Цикловой КПД машины с рекуперацией энергии торможения увеличивается на долю реализованной при рекуперации кинетической энергии машины:

$$\eta_{\text{цикл с рек}} = \frac{(A_{\text{дв}} - A_{\text{потерь}} + A_{\text{рек}})_{\text{цикл}}}{(A_{\text{дв}})_{\text{цикл}}} = 1 - d_{\text{потерь}} + d_{\text{рек}} = A_{\text{цикл без рек}} + d_{\text{рек}}$$

где $d_{\text{потерь}}$ – доля работы двигателя, аккумулялированная в цикле; $A_{\text{акк}}$ – величина аккумулялированной, а затем рекуперированной энергии.

Коэффициент рекуперации $k_{\text{рек}} = A_{\text{акк}}/T_{\text{max}}$ характеризует качество процесса рекуперации; T_{max} – максимальное значение кинетической энергии в начале торможения.

Рекуперация энергии позволяет резко увеличить цикловой КПД машины практически без снижения её динамических качеств в зависимости от доли рекуперированной при торможении энергии $d_{\text{рек}}$ (рис. 5.2).

Анализ энергетического баланса машины показывает, что кроме рекуперации энергии существуют и другие пути повышения экономичности машин. Например, изменениями потенциальной мощности при деформации упругих уравновешивающих устройств, реализуемой в работу внутри цикла, можно добиться повышения циклового КПД путём снижения номинальной мощности установленного двигателя. Сущность этого явления состоит в том, что на отдельных участках движения (в частности при разгоне машины) потенциальная мощность может суммироваться с мощностью двигателя, снижая её необходимое для движения значение. Преднамеренное создание запаса потенциальной энергии в период отсутствия полезной нагрузки или при торможении, наоборот, позволит дополнительно нагрузить двигатель в период отсутствия полезной нагрузки и уменьшить ее колебания в течение цикла, что позволяет применять двигатель меньшей номинальной мощности и снизить общий расход энергии. Это явление связано с тем, что многие двигатели имеют более высокий КПД при близком к единице отношении используемой мощности к номинальной.

Работа машины в режиме выбега при отключении двигателя и изменение «момента переключения» в цикле разгон-торможение также может снизить расход энергии. Эти примеры мы рассмотрим в гл. 7.

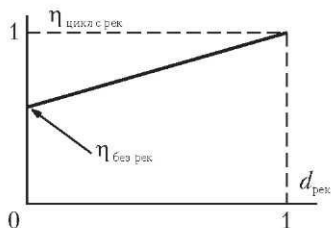


Рис. 5.2. Зависимость КПД цикла от доли рекуперированной энергии

5.3. Коэффициент полезного действия механизмов

5.3.1. Трение в кинематических парах механизмов

Большая часть механической энергии теряется за счёт трения в кинематических парах. Сопротивление относительно перемещению звеньев происходит за счёт сил трения, направленных по касательной к поверхностям контакта звеньев. Как правило, подвод смазки в зону контакта вызывает снижение сил трения и износов в кинематических парах, но наиболее просто и часто учитывается так называемое сухое трение без смазки контактирующих поверхностей. Силы сухого трения зависят от многих факторов, в том числе от химического состава материалов и их физического состояния, величин и направления микронеровностей, определяющих коэффициент трения f . Но наибольшее влияние оказывают нормальные силы N прижима контактирующих поверхностей:

$$F_{\text{тр}} = fN.$$

Рассмотрим пример расчёта потерь на трение в поступательной кинематической паре, одно из звеньев которой является неподвижным (стойка 2), как показано на рис. 5.3, *а*. Действие нормальной реакции стойки N и силы трения $F_{\text{тр}}$ на звено 1 можно заменить равнодействующей R . Угол между нормальной силой N и равнодействующей R называется углом трения

$$\varphi_{\text{тр}} = \text{arctg } f$$

Поступательная кинематическая пара иногда выполняется в виде симметричного клинчатого ползуна (рис. 5.3, *б*). Реакции стойки $N' = N''$, нормальные к наклонной поверхности контакта имеют вид:

$$N' = N'' = \frac{N}{2\cos\beta},$$

и определяют суммарную силу трения по двум наклонным под углом β поверхностям:

$$F_{\text{тр}} = F' + F'' = fN \cos\beta.$$

Часто в расчёт берут так называемый приведенный коэффициент трения:

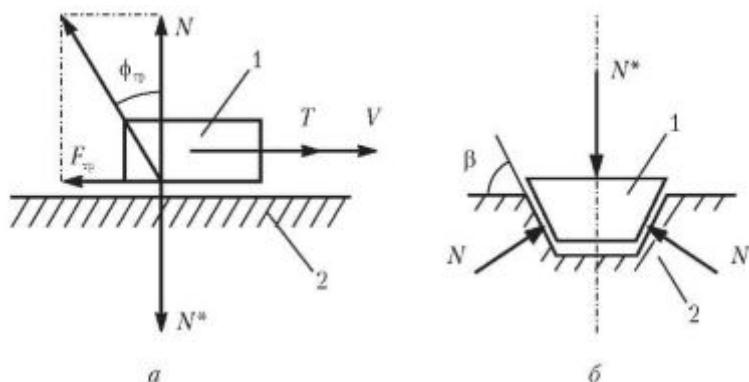


Рис. 5.3. Схема к расчету сил трения в поступательной кинематической паре (а) и клиновой (б) парах:

1 – подвижное звено; 2 – стойка;

β – угол наклона клина; $N = -N^*$ – нормальные реакции

$$f' = \frac{f}{\cos\beta},$$

зависящий от угла наклона β поверхности контакта, который таким образом зависит от конструкции кинематической пары (рис. 5.3, б) и всегда больше реального коэффициента трения материалов.

Необходимое для приведения в движение ползуна поступательной кинематической пары (рис. 5.3. а) тангенциальное усилие должно быть $T \geq F_{\text{тр}}$.

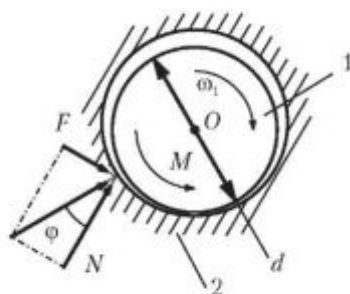


Рис.5.4. Схема к расчету сил трения во вращательной кинематической паре: 1 – вал; 2 – подшипник (d – диаметр цапфы, $\varphi_{\text{тр}}$ – угол трения, $M_{\text{тр}}$ – момент трения)

Потери на трение во вращательной кинематической паре иллюстрирует рис. 5.4. Во вращательной паре сила трения $F_{\text{тр}}$ направлена против относительной скорости ω_1 и полная реакция с учётом сил трения $R = N + F_{\text{тр}}$ отклоняется от нормали к цилиндрической поверхности на угол трения $\varphi_{\text{тр}}$.

Действующий на цапфу диаметром d вала 1 момент сил трения $M_{\text{тр}}$ равен:

$$M_{\text{тр}} = fNd/2.$$

5.3.2. Механический КПД винтового механизма

Винтовой механизм (рис. 5.5) включает в себя винтовую кинематическую пару, образованную винтом 1 и гайкой 2. Он имеет постоянную передаточную функцию, которая получается из рассмотрения движения за один оборот винта, при котором он перемещается на шаг P . Рассматривая развёртку винта, получим шаг:

$$P = \pi d_{\text{ср}} \operatorname{tg} \beta,$$

где β – угол наклона винтовой линии; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр резьбы.

Движение винта относительно гайки аналогично движению тела по наклонной плоскости, показанной на рис. 5.6. Если рассматривать равновесие винта, то реальная реакция

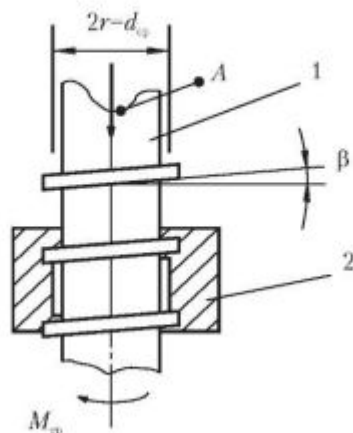


Рис. 5.5. Винтовая кинематическая пара:

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр резьбы; β – угол наклона винтовой линии

R гайки на выделенный элемент её будет отклонена от идеальной реакции N , действующей по нормали, на угол трения $\varphi_{\text{тр}} = \text{arctg } f$ и от вертикальной оси винта на сумму углов $\beta + \varphi_{\text{тр}}$. Связь реакции R с заданной осевой силой A полезного сопротивления может быть найдена из уравнения проекций сил на ось винта. При неподвижной гайке движение винта вызывается моментом, действующим в плоскости, перпендикулярной оси винта. При равномерном подъеме и отсутствии сил инерции этот движущий крутящий момент равен:

$$M_{\text{вп}} = Td_{\text{ф}}/2,$$

где T – тангенциальная сила, необходимая для движения по наклонной плоскости.

Векторное уравнение равновесия сил, действующих на винт, имеет вид:

$$\vec{T} + \vec{A} + \vec{R} = 0,$$

где $\vec{R} = \vec{N} + \vec{F}_{\text{тр}}$ – полная величина реакции с учётом сил трения $F_{\text{тр}} = fN$. Из плана сил, построенного по приведенному выше векторному уравнению с учётом сил трения при подъёме нагруженного аксиальной силой A винта (рис. 5.6, *а*) следует:

$$T = A \text{tg}(\beta + \varphi_{\text{тр}}).$$

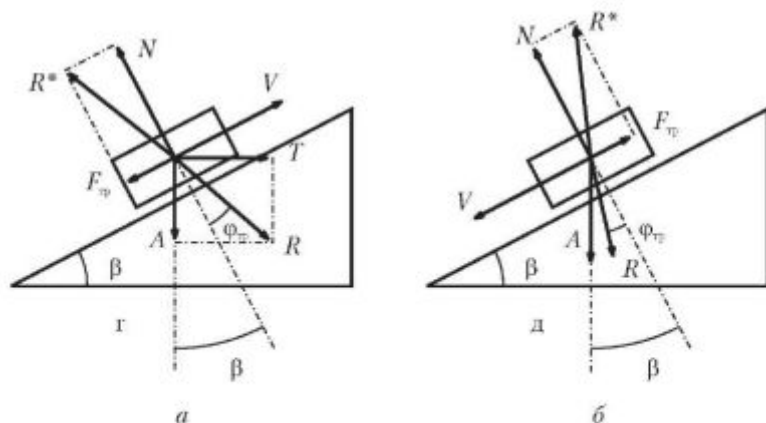


Рис. 5.6. Схема сил на наклонной плоскости при подъёме (*а*) и опускании (*б*) груза A

При опускании винта и изменении направления сил трения (рис. 5.6 б) формула приобретает вид

$$T = A \operatorname{tg}(\beta - \varphi_{\text{тр}}).$$

Следовательно, при расчете КПД винтового механизма потери на трение по винтовой поверхности можно учесть с помощью угла трения $\varphi_{\text{тр}}$, на который отклоняется реальная реакция R от идеальной реакции N , нормальной к винтовой поверхности контакта.

Крутящий момент, затрачиваемый на преодоление полезных и вредных сопротивлений, при подъеме полезного груза A винтового механизма с прямоугольной резьбой описывается формулой

$$M_{\text{затр}} = A r \operatorname{tg}(\beta + \varphi_{\text{тр}}).$$

Значение момента, затраченного на преодоление сил полезного сопротивления подъему груза найдем, из приведенного выше выражения, полагая коэффициент трения $f=0$:

$$M_{\text{пол}} = A r \operatorname{tg}\beta.$$

Поскольку первая передаточная функция винтового механизма имеет постоянное значение, вторая передаточная функция, определяющая силы инерции при движении и тем самым динамические нагрузки, равна нулю; мгновенный и цикловой КПД при установившемся движении винтового механизма равны между собой и часто, его называют механическим КПД:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi_{\text{тр}})} = \frac{\operatorname{tg}\beta}{f + \operatorname{tg}\beta} (1 - f \operatorname{tg}\beta).$$

График изменения механического КПД винтового механизма при подъеме с коэффициентом трения $f=0,1$ показан на рис. 5.7.

Оптимальный угол подъема резьбы винта β , обеспечивающий максимальный КПД, можно найти, приравняв нулю производную $\frac{d\eta}{d\beta} = 0$, $\beta = 45^\circ - \varphi/2$.

При опускании груза механический КПД винтового механизма равен:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{\operatorname{tg}\beta - f}{\operatorname{tg}\beta(1 + f \operatorname{tg}\beta)}.$$

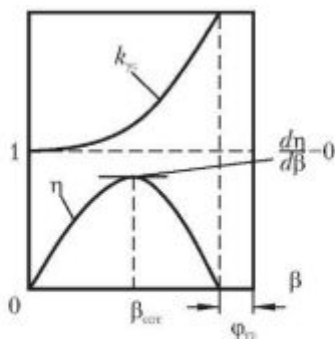


Рис 5.7. Зависимость КПД винтового механизма от угла подъема резьбы β

Из последнего выражения очевидно, что при $\beta < \beta_{\text{фр}}$ расчётное значение КПД $\eta < 0$. Это свидетельствует о том, что возможная работа сил трения становится больше работы движущей аксиальной силы A . В данном случае опускание винта под действием аксиальной силы A становится невозможным. Такой механизм называется самотормозящим и часто используется в грузоподъёмных механизмах для исключения самопроизвольного обратного движения груза вниз при выключении двигателя.

5.3.3 Мгновенный КПД кулачкового механизма

Более подробно остановимся на методике расчёта мгновенного КПД кулачкового механизма с поступательно движущимся плоским толкателем (рис. 5.8), который находит широкое применение в ДВС из-за малого износа профиля кулачка, нечувствительности к погрешностям монтажа и изготовления. Кинематической особенностью этого механизма по сравнению с другими кулачковыми механизмами является постоянство угла давления во всех точках профиля. Угол давления равен нулю, если тарелка толкателя перпендикулярна направлению его движения.

Значительные потери на трение наблюдаются в высшей кинематической паре кулачка 1 и тарелки 2, они пропорциональные суммарной силе сопротивления, действующей на плоский толкатель (тарелку 2):

$$F_{\text{сум}}(\varphi) = \pm F_{\text{шт}}(\varphi) + G_2 + F_{\text{упр}}(\varphi) + F_{\text{полезн}}(\varphi),$$

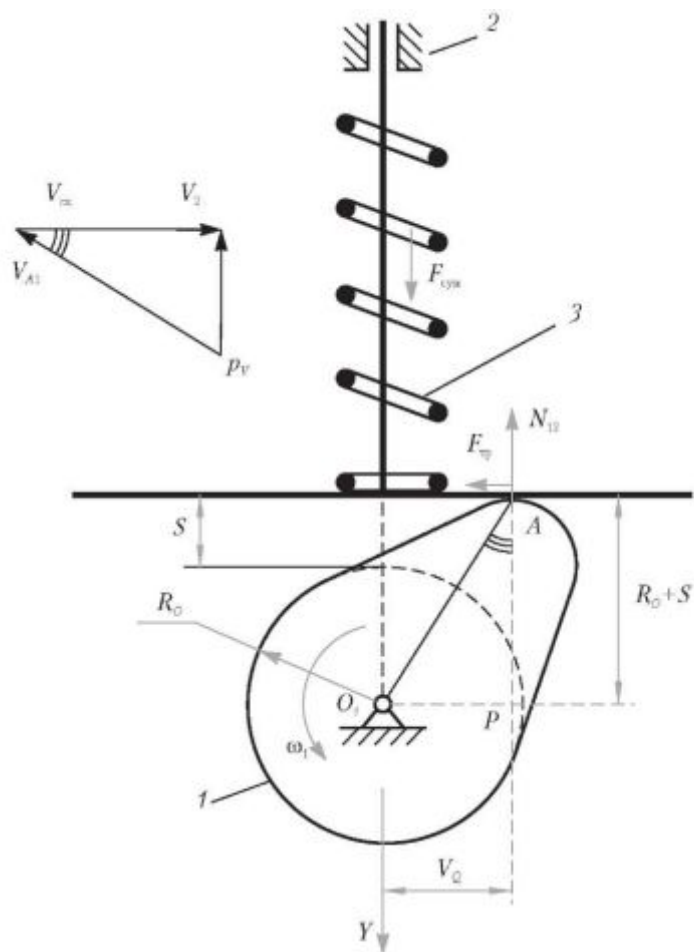


Рис. 5.8. Схема и план скоростей кулачкового механизма:
 1 – кулачок; 2 – плоский толкатель; 3 – пружина

где φ – угол поворота кулачка 1, выступающий при расчёте в качестве независимой переменной; $F_{\text{полезн}}(\varphi)$ – усилие полезного сопротивления толкателя 2; $G_2 = gm_2$ – сила тяжести толкателя, значением которой в ДВС и других быстроходных машинах можно пренебречь; m_2 – приведенная масса пружины и толкателя с приводом; $F_{\text{упр}} = C_{\text{упр}}(S(\varphi) + S_0)$ – усилие пружины, пропорциональное коэффициенту

жесткости $C_{\text{пр}}$ пружины и перемещению толкателя $S(\varphi)$; S_0 – предварительная деформация пружины; $F_{\text{ин}}(\varphi) = -m_2 a_2(\varphi)$ – сила инерции, пропорциональная ускорению толкателя $a_2(\varphi) = (\omega)^2 a_{q2}(\varphi)$, где $a_{q2}(\varphi) = \frac{dV_{q2}(\varphi)}{d\varphi}$ – аналог ускорения толкателя; $V_{q2}(\varphi) = \frac{dS(\varphi)}{d\varphi}$ – аналог скорости толкателя; $\omega_1 = \frac{d\varphi}{dt}$ – угловая скорость кулачка.

Уравнение равновесия в виде проекций на ось Y действующих на толкатель сил имеет вид:

$$F_{\text{сум}Y} - N_{12} = 0,$$

где N_{12} – идеальная реакция, действующая на толкатель 2 со стороны кулачка 1 и вызывающая силу трения $F_{\text{тр}} = fN_{12}$; f – коэффициент трения; $F_{\text{сум}Y}$ – проекция суммарной силы на ось Y .

Пренебрегая трением в направляющих толкателя, можно записать потери на трение в высшей кинематической паре, образованной толкателем и кулачком, как

$$W_{\text{пот}}(\varphi) = F_{\text{сум}Y}(\varphi) f V_{\text{ск}}(\varphi),$$

где $V_{\text{ск}}(\varphi) = V_{21}$ – относительная скорость скольжения звеньев 1 и 2. План скоростей на рис. 5.8 построен по уравнению плоского движения

$$\bar{V}_{A2} = \bar{V}_{A1} + \bar{V}_{21},$$

где $V_1 = V_{A1} = \omega_1 r(\varphi)$ – окружная скорость точки контакта кулачка; $r(\varphi)$ – радиус точки контакта; $V_2 = V_{A2} = \omega_1 V_{q2} = \omega_1 L_{OP}$ – скорость толкателя; P – полюс зацепления – мгновенный центр относительного вращения звеньев 1 и 2, образуется как точка пересечения линии центров вращения звеньев и общей нормали в точке контакта высшей кинематической пары.

Необходимые для расчёта скорости могут быть получены из подобия треугольников, образованных векторами на плане скоростей (см. рис. 5.8) и на схеме механизма ΔO_1AP , которые повернуты относительно друг друга на 90° :

$$V_{21} = V_{\text{ск}} = \omega_1 L_{AP} = \omega_1 [R_0 + S(\varphi)],$$

где $R_0 = r(\varphi = 0)$ – начальный радиус кулачка; $S(\varphi)$ – перемещение толкателя.

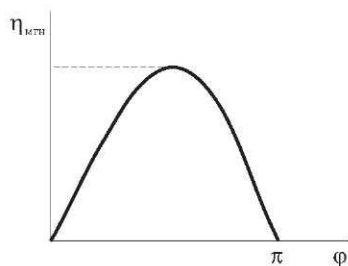


Рис. 5.9. Зависимость мгновенного КПД от угла поворота кулачка

Переменная мощность сил полезного сопротивления, приложенных к толкателю равна произведению двух функций обобщённой координаты:

$$W_{\text{полезн}}(\varphi) = V_2(\varphi)F_{\text{полезн}}(\varphi),$$

Задаваясь законами изменения $F_{\text{полезн}}(\varphi)$ и $S(\varphi)$, можно оценить мощность потерь на трение и мгновенный КПД механизма:

$$\eta_{\text{мгн}}(\varphi) = \frac{W_{\text{полезн}}(\varphi)}{W_{\text{полезн}}(\varphi) + W_{\text{потерь}}(\varphi)}.$$

Динамические модели при подъёме и опускании толкателя различны, но, учитывая равенство нулю кинетической энергии механизма при остановке в верхнем и нижнем положениях стояния, может быть проведен расчёт циклового КПД как среднего значения мгновенного КПД. В качестве примера на рис. 5.9 приведена зависимость мгновенного КПД кулачкового механизма с синусоидальными законами изменения полезного усилия и перемещения толкателя на участке подъёма (при $f = 0.1$):

$$\eta_{\text{подъёма}} = \int_0^{\varphi_{\text{под}}} \frac{\eta_{\text{мгн}}(\varphi) d\varphi}{\varphi_{\text{под}}}.$$

Независимо от закона движения толкателя мгновенный КПД кулачкового механизма равен нулю в положениях верхнего и нижнего стояния, когда скорость толкателя и мощность полезного сопротивления равны нулю.

5.3.4. Цикловой КПД механизмов

Имеет смысл остановиться на оценке циклового КПД механизмов более подробно в силу значительного распространения этой оценки экономичности расхода энергии. В общем случае КПД механизма зависит от скоростного и нагрузочного режимов, так как потери энергии связаны как с нагрузками на звенья, так и со скоростями их движения. В табл. 5.1 представлены показатели ряда механизмов передач, имеющих постоянные передаточные функции (передаточные отношения), которые по этой причине имеют одинаковые значения как для мгновенного, так и для циклового КПД при неизменной нагрузке. Такую оценку при $\eta_{\text{цикл}} = \eta_{\text{мгн}}$ в литературе часто называют механическим КПД. Для многих других механизмов, имеющих переменное значение передаточных функций, например в кулачковых механизмах, мгновенный КПД имеет переменное значение, по которому следует определять положение заклинивания, а экономичность работы характеризуется цикловым КПД как усреднённым значением $\eta_{\text{мгн}}$.

На КПД любого механизма оказывают влияние как внутренние свойства его (такие как угол давления, передаточная функция), так и характер изменения нагрузки, дополнительно увеличивающей потери при действии кроме полезного усилия и сил инерции. Поэтому на цикловой КПД и оказывает влияние характер изменения за цикл внешней нагрузки, работу которой обычно считают полезной. Чтобы выделить влияние на КПД собственных свойств механизма часто оценивается идеализированная работа сил без учёта трения. Именно эта работа идеализированных сил без вредных потерь на трение, как правило и принимается за полезную. Для расчётов часто применяется формула, в которой цикловой КПД оценивается как отношение расчётной работы за цикл, которую можно совершить без трения ($A_{\text{без трения}})_{\text{цикл}}$ работе сил с учётом трения ($A_{\text{потерь трения}})_{\text{цикл}}$:

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{(A_{\text{без трения}})_{\text{цикл}}}{(A_{\text{без трения}} + A_{\text{потерь трения}})_{\text{цикл}}}.$$

Иногда за КПД принимают отношение сил на входном звене, рассчитанных без учёта трения, к возрастающим усилиям на выходном звене за счёт трения. В механизмах с пе-

Таблица 5.1.

**Ориентировочные значения
механического КПД передач**

Элементы передач	КПД	Доля потерь
Одноступенчатая цилиндрическая зубчатая передача	0,96–0,98	0,02–0,04
Двухступенчатая цилиндрическая зубчатая передача	0,90–0,95	0,05–0,1
Однорядный планетарный редуктор	0,90–0,95	0,05–0,1
Ременная передача	0,94–0,96	0,06–0,04
Цепная передача	0,92–0,95	0,05–0,08
Пара подшипников качения	–	0,02
Упругая соединительная муфта	–	0,02
Винтовой механизм (более точно см. зависимость на рис. 5.7)	0,8	0,2

редаточными функциями или относительными скоростями движения звеньев, имеющими переменное значение, это может привести к ошибке, так как отношение сил и отношение их работ могут иметь значительные отличия. Тем не менее, этот приём особенно эффективен, когда неизвестен характер изменения внешней нагрузки или когда ставится иная задача, чем определение циклового КПД. Например, определение положения самоторможения механизма по мгновенному КПД часто дает возможность определить критическое состояние его параметров, вызывающих это явление. При таком расчёте целесообразно от мощностей перейти к приведенным моментам сил, так как в начале движения скорость и мощность равны нулю при любых значениях сил, а определение приведенного момента производится из условия равенства мощностей на возможных перемещениях.

В общем случае при последовательном соединении машин и механизмов общий КПД равен произведению КПД отдельных элементов

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_i,$$

где i – номер последовательно соединённых элементов механизмов и машин.

Например, общий КПД МА, состоящего из последовательно соединённых двигателя, редуктора и рабочей машины, равен произведению их КПД:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{рм}}$$

Определение общего КПД в параллельно работающих машинах представляет значительные трудности, так как его расчёт связан не только с распределением мощностей между машинами, но и с зависимостями КПД каждой машины от скоростного и нагрузочного режимов. Этот пример в виду его важности мы рассмотрим позже отдельно.

5.3.5. Самоторможение и заклинивание механизма

При энергетическом анализе мы уже отметили иногда встречающийся при расчётах с учётом сил трения случай, когда можно получить в каком-то положении механизма отрицательную величину мгновенного КПД, например, когда мощность движущих сил $W_{\text{дв}}$ на элементарном перемещении будет меньше мощности сил трения $W_{\text{трения}}$. При этом возможно несколько случаев. Если при движении механизма кинетическая или потенциальная мощности имеют положительное значение, это положение механизма может быть пройдено, как бы по инерции. Однако не при любых значениях кинематических параметров и движущих сил движение механизма оказывается возможным, такой случай часто называют заклиниванием. Если же механизм находится в неподвижном состоянии и его невозможно привести в движение какую бы движущую силу ни прикладывать, то это является частным случаем заклинивания и называется самоторможением. В последнем случае увеличение движущей силы не приводит к движению, а только вызывает увеличение сил трения. Иногда явление самоторможения наблюдается при перемене ведущего и ведомого звеньев, т.е. при движении в обратном направлении (реверсировании). В грузоподъёмных механизмах это явление часто используют, когда создают самоторможение при обратном ходе, что страхует от произвольного опускания поднятого груза. Расчетное выражение механического КПД винтового механизма при подъеме нагруженного звена при самоторможении принимает вид

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi)} < 0,$$

что возможно, если $\operatorname{tg}(\beta + \varphi) < 0$, или $\beta + \varphi > 90^\circ$ или $\beta > 90^\circ - \varphi$.

При опускании самоторможение возможно при условии снижения расчётного КПД ниже нуля:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{\operatorname{tg}\beta} < 0,$$

что возможно, если $\operatorname{tg}(\beta - \varphi) < 0$, или $\beta < \varphi$.

Следует сопоставить значение мгновенного КПД с характером изменения сил при самоторможении механизма. Для этого профессором МГТУ им. Н.Э.Баумана Л.Н. Решетовым был предложен особый критерий – коэффициент возрастания усилий k_{yc} в виде отношения уравнивающих друг друга усилий на ведомом и ведущих звеньях механизма. Для наклонной плоскости, имитирующей винтовой механизм (см. рис. 5.6), значение k_{yc} при подъёме груза A имеет вид

$$k_{yc} = \frac{R}{A} = \frac{1}{\cos(\beta + \varphi_{\text{тр}})},$$

где $R = [(N)^2 + (F_{\text{тр}})^2] / 2 = N[1 + f^2] / 2 = \frac{1}{\cos(\beta + \varphi_{\text{тр}})}$ – реакция с учётом трения.

При самоторможении винтового механизма $(\beta + \varphi_{\text{тр}}) = \pi/2$ значение реакции в кинематической паре R будет обращаться в бесконечность даже при ничтожном полезном усилии A на ведомом звене. Следовательно, явление самоторможения возможно при любом значении движущей силы A и может вызвать огромное непропорциональное возрастание реакций в кинематических парах механизма и, как следствие, поломку звеньев.

Сравнение выражений мгновенного КПД и коэффициента возрастания усилий для рассмотренных механизмов показывает, что подкупающая простота метода определения k_{yc} и $\eta_{\text{мгн}}$ для механизма с постоянной передаточной функцией целесообразна, но без учёта скорости скольжения или при переменной передаточной функции могут привести

к ошибке расчёта КПД, где дополнительное влияние на $\eta_{\text{мн}}$ может оказать закон изменения внешней силы, приведенная масса звеньев и закон изменения ускорений внутри цикла движения. Условие самоторможения механизма с переменной передаточной функцией следует определять в зависимости от углового положения по мгновенному КПД и сил инерции, равных нулю, соответствующих неподвижному положению звеньев.

5.4. Критерии расхода энергии

Любая домашняя хозяйка инстинктивно чувствует необходимость соблюдать принципы экономичности расхода энергии – «постоянно экономя в малом, выиграешь много». Например, при нагревании воды в чайнике он наливается не полностью, а меньше, ровно столько, сколько необходимо. Ведь за излишне израсходованную энергию на нагревание воды придётся заплатить.

Экономичность расхода энергии часто характеризуется в удельных единицах:

$$g = \frac{G}{\Pi},$$

где Π – производительность машины (выработка продукции в единицу времени); G – абсолютный расход энергии в единицу времени.

Например, экономичность ДВС оценивается удельным расходом топлива, который показывает, какое количество топлива расходуется в двигателе на единицу эффективной мощности в течение часа:

$$g_e = \frac{G}{W_e},$$

где G – абсолютный (часовой) расход топлива; W_e – эффективная мощность на валу ДВС.

Абсолютный расход энергии G зависит от многих факторов, но в условиях эксплуатации может быть связан с производительностью Π машины. Зависимость абсолютного расхода энергии $g = f(\Pi)$ в общем виде представлена на рис. 5.10. Зависимость $G = f(\Pi)$ трудно построить расчётным путём, и она часто определяется экспериментально.

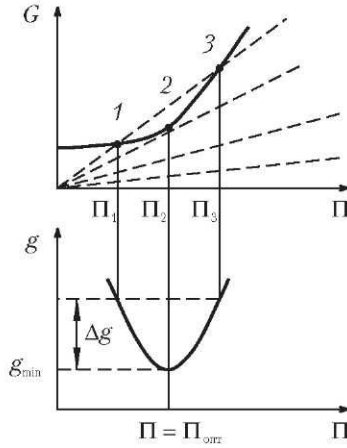


Рис. 5.10. Зависимости G абсолютного и удельного g расходов энергии от производительности машины Π

Следует отметить, что даже при нулевой производительности (так называемый холостой ход $\Pi = 0$) существует расход энергии G_{xx} на движение и на поддержание параметров машины на некотором уровне, чтобы в дальнейшем машина могла принять нагрузку. Зависимость удельного расхода энергии $g = f(\Pi)$ получается перестроением зависимости абсолютного расхода энергии $G = f(\Pi)$. Характер её изменения объясняется тем, что увеличение удельного расхода энергии на единицу выработанной продукции левее или правее оптимальной производительности $\Pi_{\text{опт}}$ свидетельствует о непропорциональном увеличении удельных потерь энергии. Кстати, при нулевой производительности $\Pi = 0$ удельный расход энергии бесконечно велик у любого типа машин, что делает эту оценку неудобной для инженерных расчётов. Для того чтобы лучше представить физическую связь между собой удельного и абсолютного расходов энергии, возьмем производную $g'(\Pi)$ удельного расхода энергии как дроби $g(\Pi) = G(\Pi)/\Pi$, принимая Π за независимую переменную:

$$\frac{\partial g(\Pi)}{\partial \Pi} = \frac{\Pi \cdot \frac{\partial G}{\partial \Pi} - G}{\Pi^2}.$$

Оптимальный режим $\Pi_{\text{опт}}$ по критерию удельного расхода топлива может быть найден из условия равенства нулю первой производной $g/(\Pi) = 0$:

$$\Pi_{\text{опт}} \frac{\partial G}{\partial \Pi}(\Pi_{\text{опт}}) - G(\Pi_{\text{опт}}) = 0 \quad \text{или} \quad \frac{\partial G}{\partial \Pi}(\Pi_{\text{опт}}) = \frac{G}{\Pi_{\text{опт}}} = g_{\text{мин}},$$

где $g_{\text{мин}}$ – минимальный удельный расход энергии.

Таким образом, на оптимальном по удельному расходу энергии режиме, характеризующемся оптимальной производительностью $\Pi_{\text{опт}}$, значения производной функции

абсолютного расхода энергии $\frac{\partial G}{\partial \Pi}(\Pi_{\text{опт}})$ равно минимальному удельному расходу энергии $g_{\text{мин}}$. Этот факт равенства

$\frac{\partial G}{\partial \Pi}(\Pi_{\text{опт}}) = g_{\text{мин}}$ имеет следующий геометрический (физический) смысл. Производная расхода $g_{\text{мин}}$ представляет касательную к функции абсолютного расхода энергии $G(\Pi)$, проведенную из начала координат. Таким образом, абсолютный и удельный расходы энергии связаны дифференциальными зависимостями.

На рис. 5.10 нанесено семейство расчётных зависимостей $G = f(\Pi, g)$ при постоянном удельном расходе энергии $g = \text{const}$, при котором зависимость абсолютного расхода энергии от производительности является линейной $G = g\Pi$ и представляет прямую, проходящую через начало координат с коэффициентом пропорциональности, равным удельному расходу энергии g . На рис. 5.10 показано семейство пунктирных расчётных прямых, соответствующих разным постоянным значениям удельного расхода энергии ($g = \text{const}$). Рассмотрим верхнюю прямую, соответствующую более высокому удельному расходу энергии $g = \text{const} > g_{\text{мин}}$, которая соответствует возрастанию удельного расхода энергии $\Delta g = g - g_{\text{мин}}$ по отношению к минимальному удельному расходу энергии $g_{\text{мин}}$.

Пересечение верхней прямой $\Delta g = \text{const} > g_{\text{мин}}$ с реальной характеристикой $G = f(\Pi)$ в двух точках 1 и 3 свидетельствует о том, что между ними на экспериментальной кривой $G = f(\Pi)$ должна находиться точка оптимальной производительности $\Pi_{\text{опт}}$ по критерию экономичности расхода энергии с наименьшим удельным расходом энергии $g_{\text{мин}}$.

Однако, потребителя часто интересует минимизация абсолютного расхода энергии G . Можно оценивать экономичность расхода энергии исходя из необходимости минимизации абсолютного перерасхода топлива по сравнению с минимально возможным. Представим такую оценку в виде разности реального абсолютного расхода энергии при реальном удельном расходе $G(\Pi) = g\Pi$ и возможного при минимальном удельном расходе $G = g_{\min}\Pi$. Назовём эту оценку ΔG ростом абсолютного расхода энергии при возрастании удельного расхода при той же производительности:

$$\Delta G(\Pi) = G(\Pi) - G(g_{\min}) = (g - g_{\min})\Pi = \Delta g\Pi,$$

где $\Delta g = (g - g_{\min})$ – рост удельного расхода по сравнению с минимальным значением.

Чем дальше от оптимальной производительности $\Pi_{\text{опт}}$ будет отклоняться режим работы, тем больше будут перерасходы энергии (т.е. абсолютные потери ΔG) по сравнению с минимально возможными (т.е. при работе с минимальными удельными расходами энергии g_{\min} при оптимальной производительности):

$$G_{\text{опт}} = g_{\min}\Pi_{\text{опт}}$$

Между цикловым КПД и удельным расходом энергии g машины существует однозначная связь, например для тепловых двигателей:

$$\eta_e = 0,123 / g_e,$$

где g_e – удельный расход топлива [кг топлива/кВт·час], 0,123 – коэффициент для органического топлива.

5.5. Экономическая характеристика машины

Выше был отмечен факт зависимости расхода энергии и КПД от скоростного и нагрузочного режимов, связанных с производительностью машины Π . Аппроксимируем зависимость абсолютного расхода энергии усечённым степенным рядом:

$$G(\Pi) = C_0 + C_1\Pi + C_2\Pi^2.$$

Тогда выражение удельного расхода энергии примет вид:

$$g = \frac{C_0}{\Pi} + C_1 + C_2\Pi,$$

где C_0, C_1, C_2 – постоянные усечённого ряда, определяемые из характеристики расхода энергии $G(\Pi)$. Например: при $\Pi = 0$ $G = G_{xx}$ – абсолютный расход энергии на холостом ходу, при $\Pi = \Pi_{\text{опт}}$, $g = g_{\text{мин}}$, $G_{\text{опт}} = g_{\text{мин}} \Pi_{\text{опт}}$. Откуда $C_0 = G_{xx}$, $C_1 = g_{\text{мин}}$, $C_2 = -\frac{G_{xx}}{\Pi_{\text{опт}}^2}$.

Таким образом, приведенное аппроксимирующее выше выражение g будет включать барьерную функцию C_0/Π и отвечать начальным условиям $g = \rightarrow \infty$ при $\Pi = 0$.

Показатели увеличения удельного и абсолютного расхода энергии примут вид:

$$\Delta g = g - g_{\text{мин}} = \frac{G_{xx}}{\Pi} - \frac{G_{xx}}{\Pi_{\text{опт}}^2} \Pi;$$

$$\Delta G(\Pi) = \Delta g \Pi = G_{xx} \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\Pi_{\text{опт}}} \right)^2 \right].$$

Последняя зависимость показывает, что функция абсолютного перерасхода энергии $\Delta G(\Pi)$ будет расти при удалении от оптимального по экономичности режима. В качестве примера рассмотрим идеализированную гиперболическую характеристику (рис. 5.11) удельного расхода энергии насоса или компрессора (без аккумулятора) с регулируемым

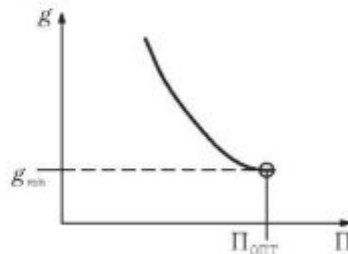


Рис. 5.11. Идеализированная зависимость удельного расхода энергии g от производительности Π при управлении перепуском рабочего тела на впуск

перепуском рабочего тела, у которых затрачиваемая мощность постоянна:

$$g = \frac{C}{\Pi} = \frac{g_{\min} \Pi_{\text{опт}}}{\Pi},$$

где $C = G_{\text{опт}} = g_{\min} \Pi_{\text{опт}}$ – параметр экономичности машины, характеризующий расход энергии на оптимальном по экономичности режиме работы машины.

При гиперболической характеристике $g(\Pi)$ возрастание удельного расхода энергии по сравнению с минимальным g_{\min} при отклонении от оптимальной производительности $\Pi_{\text{опт}}$ машины удельный перерасход энергии будет:

$$\Delta g = g - g_{\min} = g_{\min} \left[\frac{\Pi_{\text{опт}}}{\Pi} - 1 \right] = g_{\min} \left[\frac{1}{k_{\Pi}} - 1 \right],$$

где $k_{\Pi} = \frac{\Pi}{\Pi_{\text{опт}}}$ – коэффициент загрузки, равный отношению текущей производительности к её значению на оптимальном режиме.

Применяя подобную оценку к двигателям, рассчитаем по идеализированной гиперболической зависимости рост удельного расхода энергии Δg в процентах от g_{\min} в зависимости от степени загрузки по мощности:

$$k_W = k_{\Pi} = \frac{W}{W_{\text{опт}}},$$

и представим результаты в табл. 5.2.

Таблица 5.2.

**Рост удельного расхода энергии
в зависимости от степени загрузки двигателя**

$k_W, \%$	0	10	25	50	75	100
$\Delta g/g_{\min}, \%$	∞	900	300	100	30	0

Анализируя табл. 5.2, можно отметить, что при снижении степени загрузки k_W машины до 50% происходит увеличение удельного расхода энергии на 100% (т.е. вдвое). Даже использование машины с 75% загрузкой от оптимальной производительности вызывает увеличение удельного

расхода энергии на 30% по сравнению с минимально возможным расходом. При снижении степени загрузки машины до 10% происходит рост удельного расхода энергии примерно в 10 раз. Таким образом, увеличение абсолютного расхода энергии ΔG зависит от важной энергетической характеристики машины – расхода энергии на оптимальном режиме работы машины:

$$C = G_{\text{опт}} = g_{\text{мин}} \Pi_{\text{опт}}$$

и величины отклонения производительности машины от оптимальной $\Pi_{\text{опт}} - \Pi$, которую можно охарактеризовать коэффициентом загрузки $k_{\Pi} = k_w < 1$.

Повышение экономичности машин связано с возможностью смещения режима работы двигателя по статической характеристике по отношению к расчетному номинальному режиму работы. Проектирование двигателей производится таким образом, что режим работы, указываемый как номинальный, располагается вблизи наиболее экономичной зоны. Номинальная мощность установленного двигателя, как правило, выбирается исходя из необходимости сокращения времени разгона или кратковременного приема пиковой нагрузки. В связи с этим номинальная установленная мощность двигателя оказывается заведомо большей, чем это необходимо для работы в установившемся режиме работы, что и приводит часто к снижению его экономичности на режимах частичной мощности. Поэтому значительный неиспользуемый на установившемся режиме запас мощности двигателя по сравнению с его номинальным режимом работы приводит к увеличению потерь и перерасходу энергии из-за работы в неэкономичном режиме. Вот почему повышение экономичности расхода энергии на установившихся режимах возможно за счет снижения номинальной установленной мощности двигателя и повышения коэффициента его загрузки (т.е. степени использования номинальной мощности).

Проиллюстрируем эти положения на примере ДВС, экономические показатели которого не зависят однозначно от мощности W , а определяются как скоростным режимом ω , так и нагрузкой (крутящим моментом). На рис. 5.12 показаны параметрические кривые равного снижения экономичности расхода топлива g_e двигателя дизель-электрического агрегата автосамосвала БелАЗ-549. Цифры

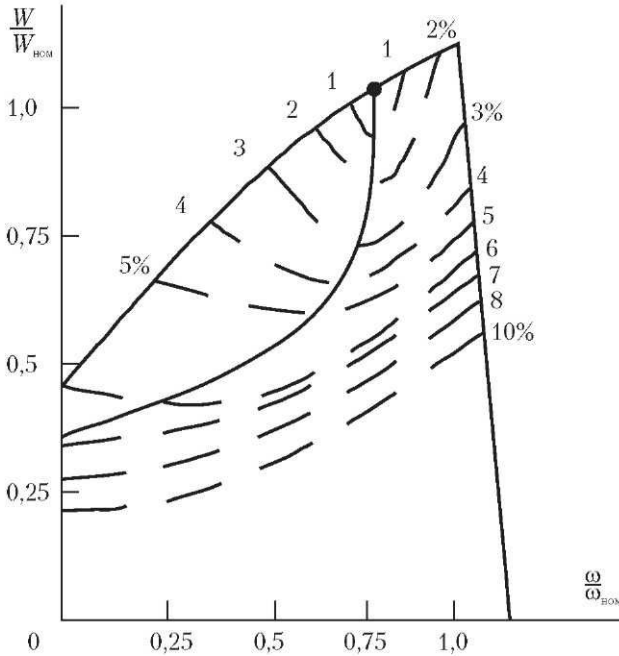


Рис. 5.12. Экономическая характеристика дизель-электрического агрегата автосамосвала БелАЗ-549

на параметрических кривых соответствуют значениям (постоянным) возрастания удельного расхода топлива в процентах по отношению к минимальному расходу

$$\frac{g - g_{\min}}{g_{\min}}$$

в зависимости от степени использования номинальной мощности ДВС k_w и скорости коленчатого вала ω . Анализ показывает, что при изменении режима работы экономичность двигателя может ухудшаться более чем в два раза при той же используемой мощности.

Пунктирной линией с точками показана скоростная экономическая характеристика двигателя, движение по которой обеспечивает минимальное возрастание расхода энергии при отклонении от режима максимальной экономичности. Экономическая характеристика строится из точ-

ки максимальной экономичности машины в направлении минимального градиента расхода энергии:

$$\Delta g = \left(\frac{\partial g}{\partial \omega}, \frac{\partial g}{\partial W} \right),$$

координатами которого служат частные производные критерия оптимальности по мощности W и скорости ω . Обеспечение работы МА по статической экономической характеристике необходимо предусматривать уже на стадии проектирования при выборе параметров передаточного механизма. Показанные на рис.5.12 характеристики наблюдаются у ДВС, у которых минимальный удельный расход топлива отмечается не в режиме максимальной мощности, принимаемом за номинальный режим работы $W_{ном}$, а на экономичном режиме $W_{онт} < W_{ном}$. Особенно значительный рост удельного расхода топлива g_e у ДВС наблюдается левее точки экономичного режима работы $W_{онт}$. На холостом ходу при мощности $W = 0$ удельный расход топлива g_e бесконечно велик. Таким образом, основным фактором, вызывающим снижения экономичности машин, является низкий коэффициент загрузки двигателя k_w в эксплуатационных условиях.

5.6. Экономичность параллельно работающих машин

В случаях когда мощность потребителя значительно превышает мощность одного двигателя, в силовых установках монтируется несколько одинаковых двигателей меньшей мощности, и нагрузка распределяется между ними. Такая работа двигателей называется параллельной. Широкое применение получила параллельная работа дизелей на судовых и нефтебуровых установках, на небольших электростанциях, не связанных с объединённой электрической системой. Работа электростанции характеризуется неравномерным суточным графиком нагрузки, и установка на одной электростанции нескольких однотипных двигателей облегчает их эксплуатацию и снижает расход топлива. Пиковая нагрузка электростанции покрывается несколькими параллельно включенными двигателями, каждый из которых работает на свой генератор, а объединение двигателей осуществляется через электрические параметры общей электрической

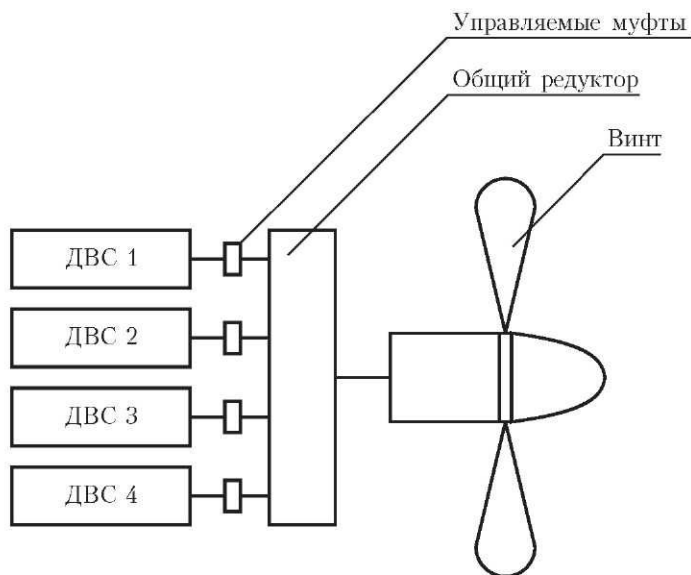


Рис. 5.13. Судовой силовой агрегат с параллельно работающими ДВС

сети. При снижении потребной мощности электростанции производится отключение необходимого числа дизелей. В буровых установках завода «Уралмаш» применяются одновременно до пяти однотипных дизелей, использование в этих установках одного более мощного двигателя нецелесообразно из-за затруднений транспортировки установки. Наличие в МА менее мощных и более легких дизелей облегчает их монтаж. Примером использования параллельной работы дизелей в транспортных условиях являются тепловозы, соединённые между собой (спаренные) и управляемые объединённой системой управления, а также работа моторных вагонов метро. Аналогично при частичной загрузке судна один из двигателей может быть отключен и работающие ДВС будут иметь минимальные значения удельного расхода топлива (рис. 5.13).

Характеристики абсолютного G и удельного g расходов топлива одинаково нагруженных ДВС в зависимости от их общей степени загрузки ik_w при различном числе i параллельно работающих двигателей показаны на рис.5.14

и в табл. 5.3. По оси абсцисс рис. 5.14 показано произведение числа m параллельно работающих двигателей и степени загрузки ik_w , выражающееся в долях от целого числа i . Таким образом, цифры по оси абсцисс характеризуют отношение суммарной мощности двигателей к номинальной мощности одного ДВС. Такое построение диаграммы (см. рис. 5.14) позволяет совместить показатели одного ДВС с показателями МА с параллельно работающими двигателями. В табл. 5.3 рассмотрен один из возможных вариантов работы МА, представленный на рис. 5.14 в виде семейства кривых при параллельной работе одного, двух, трех и четырех двигателей. Этот характерный пример параллельной работы четырех ДВС с общей нагрузкой на $1/4$ суммарной мощности имеет несколько вариантов отключения ДВС, представленных в таблице 5.3, где $i = 4 - Z$ – число работающих, Z – число отключённых ДВС, 4 – общее число двигателей МА.

Таблица 5.3.

**Удельный расход топлива
при различных вариантах отключения ДВС**

Число отключённых ДВС (Z)	Число работающих ДВС (i)	Коэффициент нагрузки ДВС (k_w)	Увеличение удельного расхода (g_e), %
3	1	1,00	0
2	2	0,50	100
1	3	0,33	200
0	4	0,25	300%

Вертикальная линия, проведенная через точку на оси абсцисс при загрузке на $1/4 W_{\text{сум}}$ суммарной номинальной мощности, позволяет оценить величину роста удельного расхода топлива при различных вариантах отключения ДВС по пересечениям этой вертикали с кривыми, соответствующими разному числу i параллельно работающих машин. Ординаты, соответствующие пересечениям этой вертикали с кривыми разного числа i работающих двигателей дали возможность оценить снижение экономичности при различном числе отключённых ДВС. Результаты расчё-

та, представленные в табл. 5.3, показывают, что повышение удельного расхода топлива без отключения ДВС может достигать трехкратного значения.

Дефицит энергии в МА при разгонах и приёме пиковых нагрузок может покрываться резервными двигателями. Таким образом, управление параллельной работой двигателей можно повысить суммарную экономичность и динамические качества МА.

На рис. 5.14 представлены диаграммы удельного и абсолютного расходов топлива при управлении числом параллельно работающих ДВС, отключение которых производится системой управления в зависимости от развиваемой мощности. Если при работе всех ДВС мощность снижается до уровня 1, при достижении которого необходимо отключение подачи топлива одного из двигателей, соответствующий сигнал подается в топливный насос. Тем самым работа двигателя переводится с характеристики $i=4$ на новую ($i=3$). При этом необходимая мощность каждого двигателя реализуется с меньшим расходом топлива. При снижении нагрузки до уровня 2 система управления подает команду на отключение еще одного двигателя, работа продолжается по характеристике $i=2$ с меньшим удельным расходом топлива. Если нагрузка двигателя увеличивается, то система управления включает дополнительный выключенный двигатель, начинается работа по новой характеристике, где увеличенная суммарная мощность двигателей обеспечивается при меньшем расходе топлива.

Физическая картина явления снижения расхода топлива при отключении цилиндров ДВС объясняется улучшением соотношения воздух – топливо в цилиндре и более качественным протеканием сгорания топлива. Несмотря на кажущуюся простоту метода выключения ДВС или цилиндров из работы, технически осуществимо это стало возможным только при электронном управлении подачей топлива в цилиндр, как это рассматривалось в работе топливного насоса высокого давления дизеля (см. рис. 1.17). Следует отметить, что чередование включения и отключения подачи топлива в цилиндрах двигателя происходит непрерывно. Рассматривая цикл этого чередования отключения, можно представить его как условную усредненную зависимость работы с нецелым (дробным) числом ДВС. Эта зависимость показана на рис. 5.14 пунктиром. Таким образом, работа с

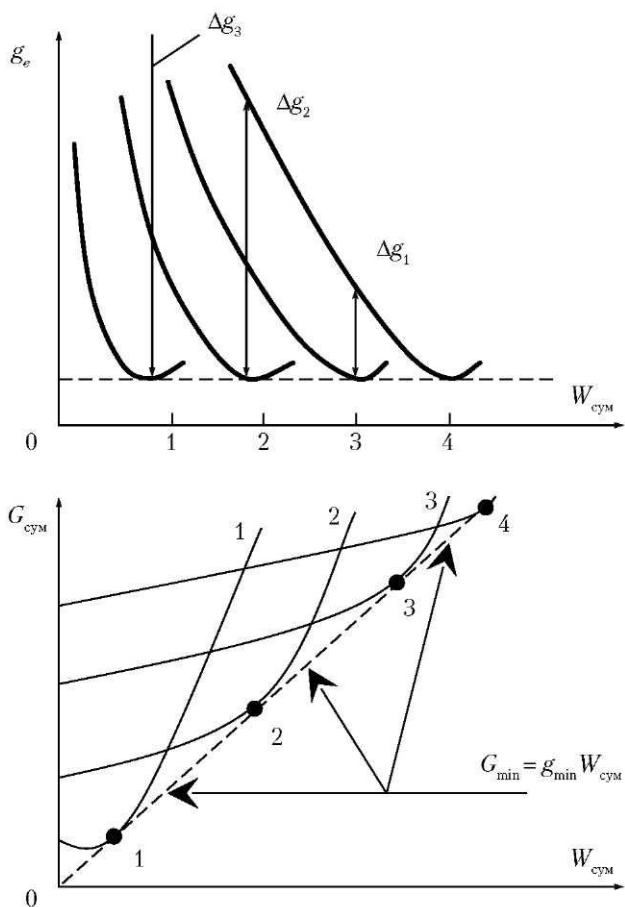


Рис. 5.14. Характеристики абсолютного $G_{\text{сум}}$ и удельного g_e расходов топлива ДВС в зависимости от их степени загрузки k_w при различном числе i параллельно работающих двигателей

отключением двигателей аппроксимируется пунктирной прямой, рассчитанной по минимальному удельному расходу топлива $g_{\text{мин}}$. Эта зависимость протекает в зоне наименьших удельных расходов g топлива двигателя. Управление ДВС их отключением представляет значительный интерес из-за высокой экономичности и простоты технической осуществимости при использовании электронной системы

управления с использованием ЭВМ. Более подробно мы рассмотрим преимущества автоматического выключения машинами с помощью ЭВМ в последней главе. Аналогичные способы управления возможны и в других машинах. Например, возможно выключение части станков на некоторое время и работа оставшихся с полной мощностью и производительностью. Аналогичные принципы применяются при изменении расписания движения транспортных машин и т.п. Конкретные примеры требуют рассмотрения рабочих процессов машин и выходят за рамки поставленной задачи рассмотрения общих принципов проектирования и эксплуатации машин, рассматриваемых в курсе механики машин.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. В чём разница между цикловым и мгновенным КПД, для оценки каких явлений они используются?
2. С чем связано заклинивание механизма, значение какого КПД следует учитывать при расчёте возможности самоторможения?
3. Как рассчитывается КПД последовательно соединённых машин?
4. Опишите связь циклового КПД и доли потери энергии в цикле установившегося движения.
5. Докажите возможность расчёта КПД цикла неустановившегося движения разгон-торможение.
6. Приведите пример фракционной модели оценки КПД цикла неустановившегося движения разгон-торможение и опишите допущения при её создании.
7. Какова связь расхода энергии и циклового КПД?
8. Как связаны абсолютные и удельные показатели расхода энергии?
9. Как влияет рекуперация энергии на цикловой КПД машины?
10. Приведите примеры экономических характеристик машин.
11. Как можно повысить экономичность параллельно работающих машин?

Глава 6.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ НА УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ

6.1. Выбор оптимального передаточного отношения

Динамические и экономические качества МА зависят не только от параметров двигателя и рабочей машины, но и в значительной степени определяются кинематическими характеристиками передаточного механизма. Экономичные двигатель и РМ при неудачном выборе параметров передаточного механизма, предназначенного для согласования их характеристик, могут и не образовывать динамичного и экономичного МА. Вот почему необходимо рассмотреть вопрос о влиянии характеристик передаточного механизма на параметры стационарного режима работы МА. Под стационарным режимом работы понимается условный режим равновесия (т.е. равновесный режим) с постоянными нагрузочными $M = \text{const}$ и скоростными $\omega = \text{const}$ параметрами. Такой равновесный режим работы с постоянной скоростью движения может поддерживаться при равенстве нулю суммарного приведенного момента в каждый момент времени. Сначала рассмотрим случай, когда передаточное отношение редуктора $U = 1$, т.е. вал ДВС напрямую соединён с винтом, поэтому равенство $M_{\Sigma} = 0$ соответствует равенству реальных моментов двигателя и винта

$$M_{\text{дв}}^{\text{пр}} = |M_{\text{сопр}}|.$$

Продолжим рассмотрение примера судового МА (см. рис. 1.2) в случае, когда момент сопротивления винта и момент ДВС зависят от скорости вращения. В общем случае равновесные режимы работы МА, характеризующиеся

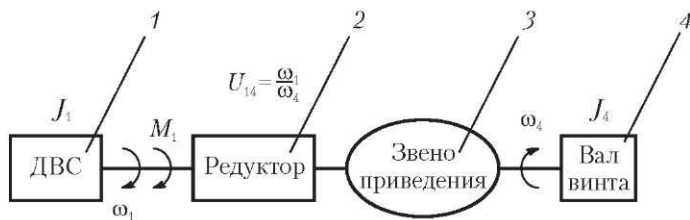


Рис. 6.1. Схема приведения параметров к выходному звену:
 1 – двигатель; 2 – редуктор; 3 – звено приведения;
 4 – рабочая машина

равенством приведенных моментов валов двигателя и РМ, могут быть найдены наложением характеристик работы двигателя (см. рис. 1.9) и винта (см. рис. 1.16). При изменении нагрузки и передаточного отношения равновесная точка меняет свое положение. Таким образом, статическая характеристика МА является совокупностью возможных совместных режимов работы двигателя и потребителя при изменении нагрузки M , передаточного отношения редуктора U и настройки системы управления.

Рассмотрим формирование равновесного режима работы МА при изменении U . Представленный на рис. 1.2 МА состоит из дизельного многоцилиндрового двигателя и винта, соединенных редуктором с варьируемым при проектировании, но постоянным в эксплуатации передаточным отношением U . Выберем в качестве звена приведения вал РМ винта (рис. 6.1), тогда условие его равновесия можно записать в виде равенства приведенных моментов двигателя и модуля момента сопротивления винта как функций угловых скоростей

$$M_{\text{сопр}}(\omega_{\text{винт}}) = M_{\text{дв}}^{\text{пр}}(\omega_{\text{дв}})U.$$

В случае зависимостей моментов от скоростей валов равновесная характеристика может быть построена в системе координат $M = f(\omega_{\text{винт}})$. Для упрощения примем КПД передаточного механизма равным единице. Равновесный режим МА получается как пересечения характеристик приведенного момента двигателя $M_{\text{дв}}^{\text{пр}}$ и модуля реального момента сопротивления $|M_{\text{сопр}}|$ (рис. 6.2.). Поскольку приведенный момент двигателя

$$M_{\text{дв}}^{\text{пр}} = M_{\text{дв}} U$$

зависит от передаточного отношения редуктора, то варьируя U в расчетах

$$U = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{винт}}}$$

можно построить семейство кривых приведенных к валу РМ движущих моментов в системе координат $M_{\text{дв}}^{\text{пр}}(\omega_{\text{винт}})$ (см. рис. 6.2). Таким образом, приведенная характеристика двигателя к валу РМ получается деформацией реальной его характеристики и по оси абсцисс и по оси ординат. Полученное множество точек 1, 2, 3 равновесных режимов при различных U может быть перестроено в систему координат $\omega_{\text{винт}} = f(U)$. При допущении, что скорость $\omega_4 = \omega_{\text{винт}}$ винта пропорциональна производительности, можно определить оптимальное передаточное отношение $U_{\text{опт}}$, при котором машина будет работать в режиме максимальной производительности Π_{max} . Рассмотрим зависимость $\omega_{\text{винт}} = f(U)$ (рис. 6.2) и отметим точку 1, в которой $U/U_{\text{опт}} = 1$, в которой скорости винта и судна будут достигать максимального значения, т.е. МА будет обладать максимальной скоростью и производительностью. Отклонение от $U_{\text{опт}}$ в любую сторону вызывает снижение скорости и производительности на установившемся режиме.

Если в качестве звена приведения выбрать вал двигателя, то условие его равновесия удобнее рассматривать при изменении $\omega_{\text{дв}}$. Варьируя U , получим семейство кривых приведенного к валу двигателя момента сопротивления $M_{\text{сопр}}^{\text{пр}}$. Точка равновесного режима находится на пересечении реальной характеристики двигателя $M_{\text{дв}}$ и характеристики приведенного к двигателю модуля момента сопротивления $|M_{\text{сопр}}^{\text{пр}}|$. Развиваемая мощность двигателя

$$W_{\text{дв}} = M_{\text{дв}} \omega_{\text{дв}}$$

в различных точках совместной работы с потребителем (винтом) при различных передаточных отношениях U будет иметь различные значения (рис. 6.3). Поскольку приведенный к валу двигателя момент сопротивления

$$M_{\text{сопр}}^{\text{пр}} = \frac{M_{\text{сопр}}}{U}$$

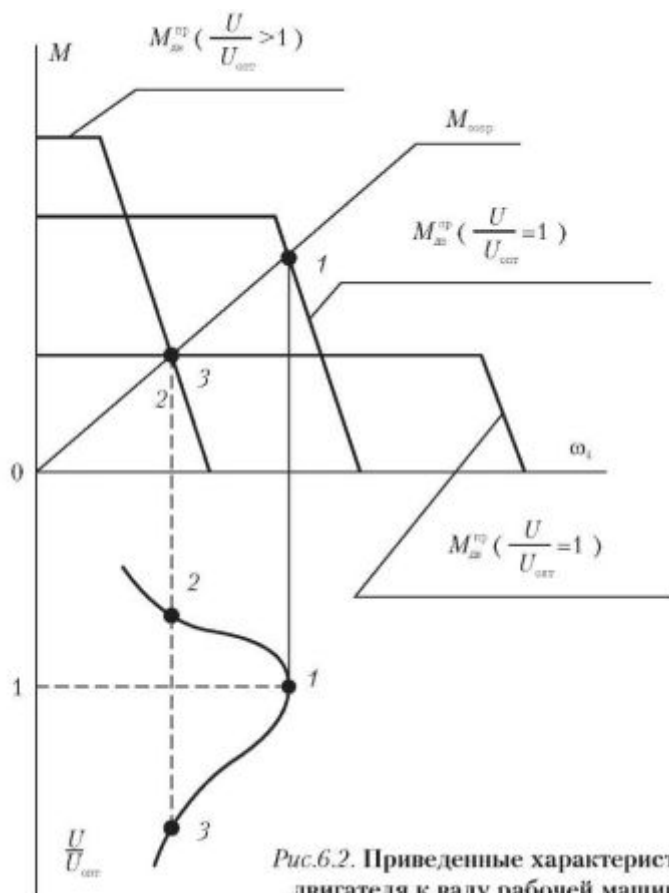


Рис.6.2. Приведенные характеристики двигателя к валу рабочей машины

зависит от передаточного отношения редуктора U , то рассматривая это семейство, можно отметить точку 1, соответствующую оптимальному передаточному отношению U_{opt} , в которой режим максимальной производительности машины соответствует режиму максимальной мощности двигателя.

Таким образом, возможность работы одного и того же двигателя на различных режимах (в точках 1, 2 и 3 на рис. 6.2, 6.3) определяется передаточным отношением редуктора или коробки передач МА. Диапазон изменений U выбирается конструктором при проектировании или

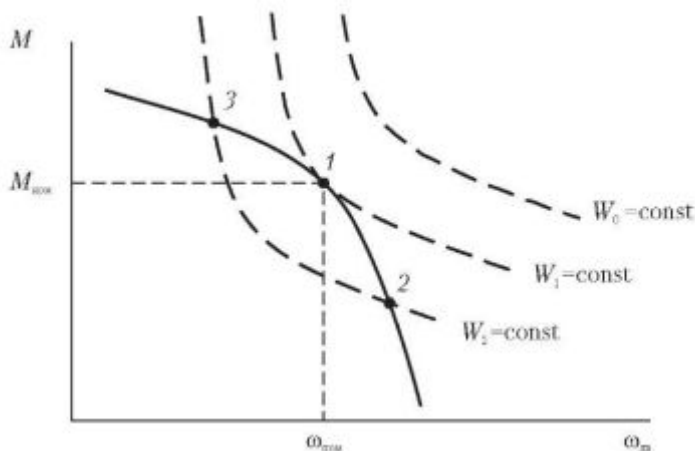


Рис. 6.3. Механическая характеристика двигателя

оператором в условиях эксплуатации. В качестве примера на рис. 1.20 показана схема управления от ЭВМ грузового автомобиля, оснащённого автоматической коробкой передач, система управления которой позволяет водителю выбирать или максимальную экономичность или предельную скорость движения.

6.2. Коэффициент использования номинальной мощности двигателя

На рис. 6.3. показана идеализированная механическая характеристика двигателя в системе координат: M – крутящий момент двигателя; $\omega_{дв}$ – скорость вращения вала двигателя, на которую нанесены пунктиром гиперболические кривые постоянной мощности $W_1 > W_2 > W_3$

$$M = \frac{W_{дв}}{\omega_{дв}}$$

Мощность W_0 не может быть реализована, так как превышает максимальную мощность двигателя и не пересекает его характеристику. Точка 1 касания гиперболической кривой постоянной мощности W_1 к характеристике двигателя $M_{дв}(\omega_{дв})$ соответствует использованию максимальной

мощности двигателя. Пересечение характеристики $M_{\text{дв}}(\omega_{\text{дв}})$ кривой постоянной мощности в точках 2 и 3 свидетельствует о возможности реализации двух возможных режимов работы двигателя с одинаковой мощностью $W_2 = W_3 < W_1$, но с различной экономичностью, уступающей номинальной с мощностью $W_1 = W_{\text{ном}}$. Причем, в точке 2 двигатель будет недогружен по крутящему моменту и будет работать с повышенной частотой вращения и сниженной экономичностью. В точке 3 двигатель будет работать с более высокой экономичностью, чем в точке 2, но с перегрузкой по крутящему моменту, что в большинстве случаев недопустимо из-за перегрева двигателя при работе на пониженной частоте вращения ($\omega \ll \omega_{\text{ном}}$). Таким образом при выборе $W_{\text{ном}}$ двигателя конструктор закладывает возможность работы МА с различной экономичностью. При выборе двигателя с номинальной мощностью, намного превышающей потребность установленного режима, конструктор улучшает динамические характеристики МА, но снижает экономичность его работы. При выборе двигателя с недостаточной мощностью происходит его перегрузка и другие неприятные последствия. Изменение передаточного отношения U при неизменной настройке системы управления и нагрузке РМ вызывает смещение равновесной точки работы двигателя. Это можно использовать для повышения производительности машины в установившемся режиме работы и снижения расхода энергии без изменения номинальной мощности двигателя.

Рассмотрим пример выбора оптимального передаточного отношения по критерию максимальной производительности машинного агрегата на линейном участке статической характеристики двигателя, описываемому уравнением

$$M_{\text{дв}} = M_0 - k_{\omega} \omega_{\text{дв}} = (\omega_{\text{хх}} - \omega_{\text{дв}}),$$

где $M_0 = (M_{\text{дв}})_{\text{max}}$ – условный максимальный расчётный момент двигателя, соответствующий скорости $\omega_{\text{дв}} = 0$, по линейному уравнению статической характеристики, которая на практике не достижима, $\omega_{\text{хх}}$ – скорость вращения вала двигателя на холостом ходу при $M_{\text{дв}} = 0$; $k_{\omega} = M_0 / \omega_{\text{хх}}$ – коэффициент крутизны наклона статической характеристики двигателя.

Производительность МА часто определяется скоростью вращения вала РМ. Действительно, при отсутствии

ограничений на скорость РМ (например, транспортной машины) часто можно сделать допущение о повышении производительности МА с ростом его скорости. При заданных характеристиках двигателя и РМ достижение максимальной производительности МА может быть обеспечено выбором оптимального передаточного отношения $U_{\text{опт}}$, определяющего работу двигателя в режиме максимальной мощности. Координаты точки 1 максимальной мощности W_{max} могут быть найдены, если приравнять производную текущей мощности нулю

$$\frac{dW}{d\omega} = k_{\omega} [\omega_{\text{xx}} - 2(\omega_{\text{дв}})_{W_{\text{max}}}] (\omega_{\text{дв}})_{W_{\text{max}}} = 0.$$

Отсюда может быть получена максимальная мощность двигателя

$$(W_{\text{дв}})_{\text{max}} = k_{\omega} [\omega_{\text{xx}} - (\omega_{\text{дв}})_{W_{\text{max}}}] (\omega_{\text{дв}})_{W_{\text{max}}} = 1/4 M_0 \omega_{\text{xx}}.$$

что даст возможность получить максимально возможное значение скорости вала рабочей машины (рис. 6.2)

$$(\omega_4)_{\text{max}} = \frac{(W_{\text{дв}})_{\text{max}}}{M_{\text{сопр}}} = \frac{M_0 \omega_{\text{xx}}}{(4M_{\text{сопр}})}$$

при заданной нагрузке $M_{\text{сопр}}$. Таким образом, оптимальное по производительности передаточное отношение $U_{W_{\text{опт}}}$ найдётся по расчётным скоростям двигателя и РМ

$$U_{W_{\text{опт}}} = \frac{(\omega_{\text{дв}})_{\text{ном}}}{(\omega_{\text{рм}})_{\text{max}}} = 2 \frac{M_{\text{сопр}}}{k_{\omega} \omega_{\text{xx}}} = 2 \frac{M_{\text{сопр}}}{M_0}.$$

Передаточное отношение $U_{W_{\text{опт}}}$ будет зависеть не только от нагрузки $M_{\text{сопр}}$ рабочей машины, но и от крутизны k_{ω} статической характеристики двигателя (см. рис. 6.3). В рассматриваемом примере расчет оптимального передаточного отношения был произведен без поиска экстремума критерия оптимальности, а на основании инженерной интуиции и допущении возможности длительного использования максимальной мощности двигателя.

Можно выбрать оптимальное передаточное отношению $(U_{\text{опт}})_{\text{экон}}$ по критерию удельной экономичности, совмещая координаты точки расчётного режима работы МА с точкой

максимальной экономичности $(M_{дв})_{экон}$, $(\omega_{дв})_{экон}$ на экономической характеристике двигателя. Это совмещение часто используют при проектировании для согласования характеристик двигателя и РМ в желаемых точках, обладающих максимальной экономичностью. Для решения поставленной задачи на статической экономической характеристике двигателя (см. рис. 5.12) должна быть указана точка минимального удельного расхода энергии. Как правило, снижение экономичности связано с относительным ростом потерь (тепловых, механических и др.) при снижении мощности двигателя. Поэтому в качестве критерия экономичности при проектировании часто выбирают коэффициент использования максимальной мощности, представляющего отношение средней мощности двигателя или развиваемого им момента в расчётном эксплуатационном режиме к соответствующему номинальному или максимальному значению

$$(k_W)_{экон} = \frac{(M_{дв})_{ср}}{(M_{дв})_{ном}}$$

Условием совмещения равновесного и экономичного режимов работы двигателя будет выполнение энергетического соотношения

$$M_{сопр} = (M_{дв})_{экон} (U_{экон})_{опт} = M_0 (k_W)_{экон} (U_{экон})_{опт},$$

где $(U_{экон})_{опт}$ – оптимальное по экономичности расхода энергии двигателя U ; $(M_{дв})_{экон} = (k_W)_{экон} M_0$ – нагрузка двигателя в экономичной точке статической характеристики; $(k_W)_{экон}$ – коэффициент загрузки по мощности на экономичном режиме.

Расчитанное по линейной статической характеристике оптимальное передаточное отношение, обеспечивающее работу двигателя в экономичной расчётной равновесной точке

$$(U_{экон})_{опт} = \frac{M_{сопр}}{(k_W)_{экон} M_0}$$

будет определять и соотношение скоростей валов двигателя $(\omega_{дв})_{экон}$ и РМ $(\omega_{рм})_{экон}$ в экономичном режиме

$$(U_{экон})_{опт} = \frac{(\omega_{дв})_{экон}}{(\omega_{рм})_{экон}}$$

Расчетная скорость вращения вала двигателя в экономичном режиме $(\omega_{\text{дв}})_{\text{экон}}$ определяется по линейному уравнению характеристики двигателя

$$(\omega_{\text{дв}})_{\text{экон}} = M_0 \frac{1 - (k_W)_{\text{экон}}}{k_{\omega}}$$

Значение $(\omega_{\text{дв}})_{\text{экон}}$ будет зависеть от формы статической характеристики двигателя, определяющей параметры её k_{ω} и M_0 . Если режимы максимальной мощности двигателя и минимального удельного расхода энергии совпадают, что соответствует отношению моментов

$$(k_W)_{\text{экон}} = (M_{\text{дв}})_{\text{экон}} / M_0 = 0,5 ,$$

то оптимальное передаточное отношение

$$(U_{\text{экон}})_{\text{опт}} = \frac{2M_{\text{сопр}}}{M_0}$$

определяется отношением момента сопротивления $M_{\text{сопр}}$ к условному максимальному моменту двигателя M_0 . При нелинейной статической характеристике двигателя идея выбора оптимального передаточного отношения останется прежней, необходимо только рассчитывать скорость вращения валов по «приведенной» нелинейной статической характеристике двигателя и РМ методом наложения (см. рис. 6.1, 6.2).

В зависимости от изменения нагрузки рабочей машины происходит отклонение от выбранного расчетного режима работы, приводящее, как правило, к снижению экономичности. Экономичность снижается меньше, если отклонение от расчетного режима работы происходит по направлению градиента изменения экономичности, определяющего экономическую характеристику машинного агрегата. Поэтому, оценивая наиболее вероятные режимы работы МА, можно совместить их с областью экономичной работы, например путем изменения передаточного отношения передаточного механизма. Для этой цели в МА применяются специальные автоматические устройства, например объединенный регулятор скорости и нагрузки дизель-электрического агрегата тепловоза и т.п.

6.3. Повышение экономичности с помощью разгружающих устройств

В гл. 4 мы отметили, что при резко меняющейся нагрузке на установившемся режиме можно добиться меньшей номинальной мощности двигателя и за счёт этого снижения расхода энергии, применяя накопительные устройства (маховик) для компенсации пиковых нагрузок. В некоторых случаях можно добиться снижения установленной мощности двигателя и обеспечить работу его на экономичном режиме более эффективным способом, применяя разгружающие устройства для уменьшения пиковых нагрузок и выравнивания нагрузки в цикле движения. Часто этот метод применяется в грузоподъёмных машинах, например, в механизмах грузовых и пассажирских лифтов, которые снабжаются подвижным противовесом, рассчитанным на среднестатистическую нагрузку. Этот конструктивный приём практически наполовину снижает возможную пиковую нагрузку на двигатель.

Уравновешивание механизмов обычно производится с целью снижения колебаний машины на фундаменте и динамических нагрузок на него. Применение разгружающих механизмов имеет несколько иную цель, оно позволяет уменьшить крутильные колебания под действием суммарного момента и, тем самым снизить динамические нагрузки, действующие на выбранное звено. Иногда применение разгружающих механизмов приводит к их уравновешиванию машин, т.е. обе задачи могут выполняться одновременно.

Существует связь динамических нагрузок и потребной номинальной мощности двигателя для их преодоления. Речь не идёт о создании «вечного двигателя», но при полном уравновешивании сил тяжести и отсутствии других сил сопротивления потребная на привод движущая сила становится ничтожно малой. Поэтому статическое уравновешивание масс механизмов часто применяется в манипуляторах с целью снижения необходимых движущих сил, уменьшения номинальной мощности двигателя и снижения расхода энергии.

Например, применение противовеса массы $m_{\text{уп}}$ позволяет осуществить полное статическое уравновешивание сил тяжести $G_1 = gm_1$, действующих на вращающееся звено

манипулятора, соединённое со стойкой (рис. 6.4), смещая общий центр масс в неподвижную точку O :

$$m_{\text{уп}} = m_1 \frac{L_{\text{ос}1}}{L_{\text{ом}}},$$

где $L_{\text{ос}}$, $L_{\text{ом}}$ – радиусы центра масс звена 1 и установки уравновешивающей массы $m_{\text{уп}}$ (противовеса).

Суммарный момент сил тяжести, действующий на уравновешенное звено, равен нулю в любом положении φ , обеспечивая безразличное равновесие звена 1

$$M_{\Sigma} = gm_{\text{уп}}L_{\text{об}}\cos\varphi - M_G = 0,$$

где $M_G = gm_1L_{\text{ос}}\cos\varphi$ – момент сил тяжести неуравновешенного звена 1 .

Однако на практике уравновешивание сил тяжести звеньев манипуляторов с помощью противовесов редко встречается, так как для этого требуются значительные массы и пространство для их движения. Тем более, что расположение противовесов на удалённых от стойки звеньев манипуляторов (рис. 6.5) может привести к обратному эффекту увеличения общей массы подвижных звеньев и росту необходимой для привода мощности двигателей. Поэтому рассмотрим более интересный для практики случай снижения нагрузки на привод манипуляторов с помощью пружин. Для первого наиболее близкого к стойке звена 1 манипулятора (рис. 6.5, *a*) прикрепление пружины к стойке не вызовет затруднений. Если принять усилие предварительной затяжки пружины 4 в вертикальном положении звена 1 равным

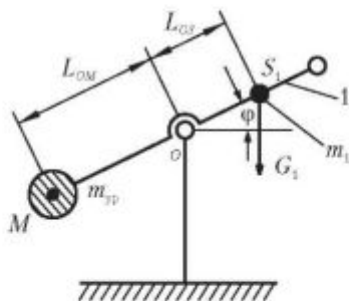


Рис. 6.4. Уравновешивание силы тяжести звена с помощью противовесов

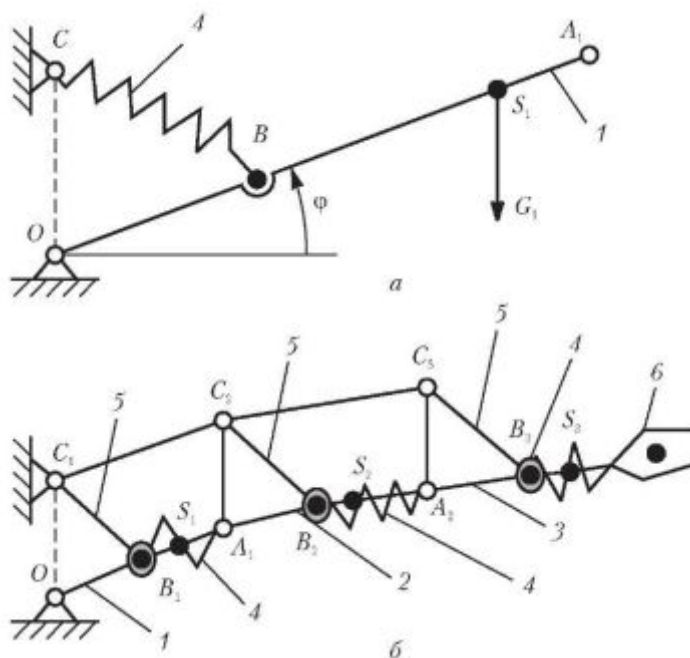


Рис. 6.5. Разгрузка одного звена (а) и нескольких звеньев манипулятора (б) с помощью пружин:
 1, 2, 3 – звенья манипулятора; 4 – пружины; 5 – тросы; 6 – схват

нулю $F_{\text{уп}}(\varphi = \pi/2) = 0$, то можно обеспечить суммарный момент сил тяжести звена 1 и сил упругих деформаций пружины $M_{\Sigma}(\varphi = \pi/2)$. Для обеспечения $M_{\Sigma}(\varphi = 0)$ и в горизонтальном положении звена 1, то необходимо выполнить условие $L_{\text{ОВ}} = L_{\text{ОС}}$ и выбрать коэффициент жёсткости пружины величиной

$$C = gm_1 \frac{L_{\text{ОС}}}{(L_{\text{ОС}})^2}.$$

В случае разгрузки от сил тяжести нескольких звеньев манипулятора (рис. 6.5, б) можно использовать несколько пружин 4, расположенных на подвижных звеньях 1, 2, 3 усилие которых $F_{\text{уп}}$ передаётся на стойку при помощи гибких тросов 5, блоков в точках В и механизма «транслятора», представляющего разновидность механизма параллельных

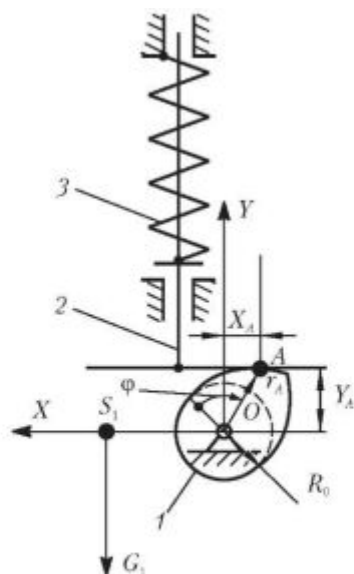


Рис. 6.6. Разгружающий механизм:
 1 – кулачок; 2 – толкатель; 3 – пружина

кривошипов. Однако уравнивание незамкнутой кинематической цепи звеньев 1, 2, 3 может быть обеспечено при проектировании только на одну определённую нагрузку в одном положении. Изменение же нагрузки в эксплуатации приведёт к отклонению от расчётной координаты схвата *b* манипулятора, т.е. к снижению точности позиционирования. Для разгрузки манипуляторов от сил тяжести часто применяются и пневматические системы управления.

Работа манипуляторов производится по типичному неустановившемуся циклу движения пуск-останов, поэтому пример частичного уравнивания механизма с целью снижения расхода энергии мы рассмотрим в гл. 7.

Уравнивание поршневых машин часто достигается за счёт смещения циклов работы цилиндров с таким расчётом, чтобы снизить амплитуду изменения крутящего момента. Одним из рациональных способов перераспределения сил, действующих на звенья других машин, является установка специальных механизмов разгрузителей, которые могут обеспечить различные законы изменения сил. Роль

простейшего разгрузителя звена от действия сил тяжести, как мы знаем, может выполнять пружина (см. рис. 6.5).

Роль более совершенного разгружающего устройства может выполнять кулачковый механизм с предварительно деформированной пружиной (рис. 6.6), обеспечивая равенство нулю суммарного момента действующих внешних сил сопротивления $M_{\text{сопр}}$ (например, момента сил тяжести M_G) и момента внутренней силы $F_{\text{упр}}$ пружины 4, действующей на кулачок 1.

$$M_{\text{кул}}(\varphi) = X_A(\varphi) F_{\text{упр}}(Y_A),$$

где $X_A(\varphi)$ – переменное плечо упругой $F_{\text{упр}}$; Y_A – перемещение толкателя 2, определяющего силу действия пружины $F_{\text{упр}}$.

Методика расчёта разгружающего механизма строится на базе кинетостатической модели, в которой учитывается момент сил инерции $M_{\text{ин}}$. Равенство нулю суммарного момента

$$M_{\Sigma}(\varphi) = M_{\text{ин}}(\varphi) + M_{\text{сопр}}(\varphi) + M_{\text{кул}}(\varphi) = 0$$

позволяет определить необходимую зависимость разгружающего момента кулачка $M_{\text{кул}}(\varphi)$, а задаваясь усилием пружины $F_{\text{упр}}$, даёт возможность построить профиль кулачка $r_A(\varphi) = (X_A^2 + Y_A^2)^{1/2}$. При изменении скоростного режима, влияющего на силы инерции, расчётные условия разгрузки механизма нарушаются, что может привести к росту динамических нагрузок механизма.

Конкретный пример частичного разгружения механизма от сил тяжести только в нескольких положениях будет рассмотрен в гл. 7.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Опишите влияние передаточного отношения редуктора на производительность машины.
2. Каким образом влияет передаточное отношение на развиваемую мощность двигателя?
3. Как при проектировании обеспечивается максимальная производительность машины?
4. Каким образом коэффициент загрузки двигателя влияет на расход энергии?
5. Назовите цели применения механизмов – разгрузителей.

Глава 7.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ НА НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ

7.1. Цикловой КПД машины при переменной нагрузке

Факт снижения экономичности машины, работающей в установившемся режиме, при увеличении номинальной мощности двигателя достаточно очевидно прослеживается по экономической характеристике. Следует выяснить, сохраняется ли эта закономерность и на неустановившихся режимах работы, например в цикле разгон-торможение. При детерминированной нагрузке, т.е. при известной при проектировании машины нагрузке в процессе эксплуатации, можно произвести оптимальный выбор параметров двигателей, передаточного механизма и рабочей машины по критерию экономичности расхода энергии в наиболее динамичном идеализированном цикле разгон-торможение.

Приходя к идеализированному циклу разгон-торможение, мы тем самым исключили из рассмотрения промежуточный установившийся режим. Взамен мы получили «квазистационарный» режим, состоящий из циклов разгона и торможения, отличающихся от установившегося режима нулевыми начальными и конечными условиями. Полученный таким образом идеализированный цикл разгон-торможение может быть непериодичным, но, так как изменение кинетической энергии за цикл равно нулю, он обладает некоторыми свойствами установившегося режима. Поэтому к нему возможно применить оценку циклового КПД $\eta_{цикл}$. При выборе одинаковых максимальных механических нагрузок с другими режимами работы этот цикл обладает экстремальными динамическими качествами, соответствующи-

ми минимальному времени и пути. Однако экономичность такого цикла без рекуперации энергии будет уступать циклам другой длительности. Целью энергетического расчета являются анализ изменения энергий в цикле движения машины разгон-торможение, разработка энергетической модели рекуперации энергии и соответственно этому методов снижения расхода энергии путём оптимального выбора мощности двигателей: электрического и ДВС. В дальнейшем исследовании будем проводить оценку экономичности неустановившегося цикла по сравнению с установившимся режимом работы. Неустановившийся цикл начинается разгоном с накоплением кинетической энергии машины за счет избыточной работы двигателя по сравнению с потребностями установившегося режима. На установившемся режиме затраты на накопление кинетической энергии за цикл отсутствуют, а эффективность работы оценивается работой полезного сопротивления на соответствующем пути. Используя для определения КПД цикла разгон-торможение допущение квазистационарности, будем считать, что на неустановившемся режиме полезно затраченная работа в цикле приближённо может быть оценена по параметрам установившегося движения на одинаковом пройденном пути.

Для получения общего выражения КПД цикла разгон-торможение $\eta_{\text{цикл}}$ произведём декомпозицию идеализированного цикла разгон-торможение. Для этого выделим из суммарного приведенного момента M_{Σ} отдельные составляющие моменты двигателя $M_{\text{дв}}$, торможения $M_{\text{торм}}$ и полезного сопротивления $M_{\text{полезн}}$, которые на отдельных участках имеют постоянные значения и мгновенно меняются в момент переключения с разгона на торможение как показано на рис. 7.1.

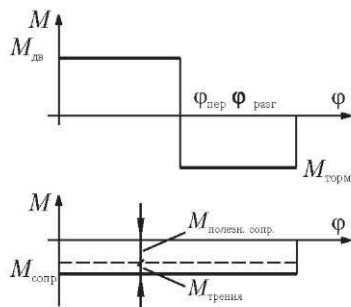


Рис. 7.1. Структура цикла «разгон-торможение»

Как мы уже отметили ранее, экономичность расхода энергии в цикле разгон-торможение оценивается с помощью $\eta_{\text{цикл}}$, представляющего отношения полезной работы за цикл к затраченной двигателем работе в процессе разгона. Соответствующие работы двигателя $A_{\text{дв}}^{\text{разг}}$ и полезного сопротивления $A_{\text{полезн.сопр}}$ определяются интегрированием приведенных моментов в пределах углового пути разгона $\varphi_{\text{разг}}$ для двигателя и для момента сопротивления – за полный цикловой угол $\varphi_{\text{цикл}} = \varphi_{\text{разг}} + \varphi_{\text{торм}}$. При допущении постоянства моментов при разгоне и торможении (см. рис. 7.1) выражения работ имеют вид

$$A_{\text{дв}}^{\text{разг}} = M_{\text{дв}} \varphi_{\text{разг}},$$

$$A_{\text{полезн.сопр}} = M_{\text{дв}} \varphi_{\text{разг}}.$$

поэтому КПД цикла разгон-торможение, учитывающего общие потери на трение и при торможении, равно

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{(A_{\text{пол}})_{\text{цикл}}}{A_{\text{дв}}^{\text{разг}}},$$

где $(A_{\text{пол}})_{\text{цикл}}$, $A_{\text{дв}}^{\text{разг}}$ – полезная и затраченная двигателем работы в цикле, или

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{\varphi_{\text{разг}} M_{\text{пол}}}{\varphi_{\text{разг}} M_{\text{дв}}}.$$

При проведении анализа экономических свойств цикла разгон-торможение следует отдавать отчёт тому, что из момента сопротивления мы не выделили механические потери на трение, оцениваемые обычным механическим КПД (см. табл. 5.1). Выделяя в моменте сопротивления полезную и вредную составляющие

$$M_{\text{сопр}} = M_{\text{полезн.сопр}} + M_{\text{сопр.трения}},$$

получим общий КПД на неустановившемся цикле движения разгона и торможения, который будет равен произведению механического КПД, учитывающего как обычно потери на трение в установившемся режиме работы, на КПД цикла разгон-торможение, учитывающего дополнительные потери кинетической энергии при торможении

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{цикл}} \eta_{\text{мех}}.$$

В частном случае режима выбега машины момент торможения $M_{\text{торм}} = 0$ и вызванные им кинетические потери

отсутствуют и $\eta_{\text{цнкл}} = 1$, так как снижение кинетической энергии идёт на компенсацию работы сил сопротивления, поэтому общий КПД достигает своего максимального значения

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{мех}}.$$

Поскольку окончательные выводы трудно сделать без оценки влияния на динамические и экономические качества машины мощности двигателя, времени действия нагрузки и других параметров, то для более наглядного раскрытия вопроса обратимся к примеру в гл. 4 (см. рис. 4.7) механизма подъёма люка. Напомним, что рабочей нагрузкой (силой сопротивления при подъёме) является сила тяжести люка 1, масса которого m_1 сосредоточена в точке B .

При подъёме люка движущими являются силы давления на поршень 2 в правой полости цилиндра 3. Торможение люка происходит, начиная с угла переключения $\varphi_{\text{перекл}}$, путём подачи противодавления в левую полость цилиндра. Рассмотрение этого примера интересно тем, что при проектировании подобных механизмов могут быть заранее известны нагрузки, и можно более обоснованно выбрать мощность двигателя машины и другие её параметры сразу по двум критериям – быстродействия и экономичности. Исследование динамических качеств гидравлического механизма было проведено в гл. 4 (см. рис. 4.7), в настоящей главе обратим внимание на оценку его экономичности качеств. Зависимость приведенного момента сил тяжести люка была рассмотрена ранее при исследовании динамических качеств и показана на рис. 4.8.

$$M_G^{\text{пр}} = |G_1| \times \left| \frac{V_B}{\omega_1} \right| \cos \nu = gm_1 L_{OB} \cos \left(\frac{\pi}{2} + \varphi_{\text{л}} \right) = -gm_1 L_{OB} \cos \varphi_{\text{л}}.$$

где $\nu = \pi/2 + \varphi_{\text{л}}$ – угол давления.

Как уже отмечалось, на участке подъёма люка $\varphi_{\text{л}} = 0 \div \varphi_{\text{пер}}$ сила тяжести G_1 является силой полезного сопротивления, а на участке опускания $\varphi_{\text{л}} = \varphi_{\text{пер}} \div \varphi_{\text{цнкл}}$ – силой движущей. При выборе мощности двигателя гидропривода следует ориентироваться на давление p , развиваемое насосом, и диаметр поршня d , определяющего расход рабочей жидкости. В простейшем случае закон изменения давления в гидроцилиндре является ступенчатым с постоянным давлением на отдельных участках:

$p = p_{\max}$ на участке разгона $\varphi_{\text{л}} \leq \varphi_{\text{пер}}$;

$p = p_{\text{торм}}$ в период торможения $\varphi_{\text{пер}} \leq \varphi_{\text{л}} \leq \varphi_{\text{цикл}}$.

Задачей динамического синтеза является определение необходимых значений диаметра поршня d по заданному рабочему давлению $p = p_{\max}$ на участке разгона и поиск необходимого давления p в цилиндре при торможении $p = p_{\text{торм}}$ из условия равенства работ на участке разгона и торможения.

Приведенный момент сил давления на участке разгона (см. рис. 4.7)

$$M_p^{\text{пр}} = \frac{1}{4} \pi d^2 (p_{\max} - p_{\text{атм}}) V_{\varrho\Pi},$$

где $V_{\varrho\Pi} = V_{\varrho23} = dS_{\Pi}/d\varphi_{\text{л}}$ – аналог скорости поршня 2 относительно цилиндра 3.

В момент трогания необходимо обеспечить условие

$$M_p(\varphi_{\text{л}} = 0) \geq |M_G(\varphi_{\text{л}} = 0)|.$$

Заменим неравенство на равенство при условии

$$M_p(\varphi_{\text{л}} = 0) = |M_G(\varphi_{\text{л}} = 0)|.$$

и, задаваясь коэффициентом запаса пускового момента $k_{\text{пуск}} > 1$, определим необходимый диаметр поршня:

$$d = \frac{k_{\text{пуск}} |M_G(\varphi_{\text{л}})|}{4\pi V_{\varrho\Pi} (p_{\max} - p_{\text{атм}})}.$$

Следует отказаться от ранее принятого допущения постоянства суммарного приведенного момента M_{Σ} , поэтому работа и запас кинетической энергии при разгоне $\Delta T_{\text{разг}}$ связаны между собой интегральной зависимостью

$$A_{\Sigma}^{\text{разг}} = \Delta T_{\text{разг}} = \int_0^{\varphi_{\text{разг}}} M_{\Sigma}(\varphi_{\text{л}}) d\varphi_{\text{л}} = \int_0^{\varphi_{\text{разг}}} [M_p(\varphi_{\text{л}}) + M_G(\varphi_{\text{л}})] d\varphi_{\text{л}},$$

где $A_{\Sigma}^{\text{разг}} = (A_{\text{дв}}^{\text{разг}}) + (A_{\text{сопр}}^{\text{разг}})$ – суммарная работа при разгоне, равная запасу кинетической энергии $\Delta T_{\text{разг}}$ перед торможением.

Затем после переключения давлений в гидроцилиндре происходит торможение люка, давление управляется дросселированием потока жидкости на выходе из гидроцилиндра. Поэтому при торможении мощность двигателя не используется и его можно отключить, а накопленная в период разгона кинетическая энергия теряется при дросселирова-

нии, что можно учесть при моделировании циклового КПД по выражению

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{(A_{\text{полезн.}})_{\text{цикл}}}{(A_{\text{дв}}^{\text{расг}})},$$

где $(A_{\text{полезн.}})_{\text{цикл}}$, $(A_{\text{дв}}^{\text{расг}})$ – полезная и затраченная двигателем работы в цикле. За полезную можно принять работу по преодолению силы тяжести люка. Анализ циклового КПД в рассмотренном примере разгон-торможение показывает, что его значение определяется как коэффициентом $k_{\text{пуск}}$, зависящим от мощности двигателя, так и координатой переключения $\varphi_{\text{пер}}$, определяющей время работы двигателя в цикле. Поэтому вопросу влияния параметров механизмов машины на цикловой КПД будут посвящены следующие параграфы.

7.2. Связь динамических и экономических качеств машины в цикле разгон-торможение при изменении мощности двигателя

Динамические показатели цикла разгон-торможение определяются временем разгона $\tau_{\text{разг}}$, зависимость его от мощности двигателя была определена ранее по динамической модели, рассмотренной в гл. 4. Для оценки динамических и экономических показателей неустановившегося цикла при вариации используемой в процессе разгона номинальной мощности двигателя W представим зависимости этих показателей в функции коэффициента использования номинальной мощности двигателя k_p , как это уже делалось при анализе работы на установившихся режимах. Но в этом приёме есть некоторые отличия. Вариация мощности двигателя W при постоянной номинальной скорости вала двигателя на установившемся режиме сводится к изменению крутящего момента. На неустановившемся режиме при вариации в расчёте мощности двигателя W можно менять и скорость и момент. Мы остановимся на последнем варианте изменения, поэтому в качестве варьируемого при расчётах параметра примем коэффициент

$$k_p = \left| \frac{M_{\text{сопр}}}{M_{\text{дв}}} \right|.$$

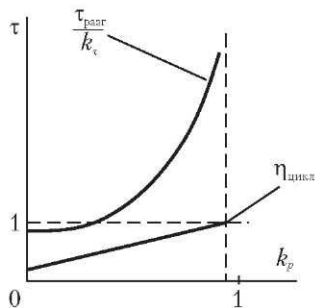


Рис. 7.2. Зависимости циклового КПД и времени разгона от коэффициента загрузки двигателя k_p

Динамические качества МА, которые ранее были рассмотрены в параграфе 4.4 динамики цикла разгон-торможение представлены на рис. 7.2. Они оценивались по выражению, полученному при декомпозиции цикла разгон-торможение

$$k_{\tau} = \sqrt{\frac{2\varphi_{\text{торм}}J_{\Sigma}}{M_{\text{дв}}}}$$

где $\varphi_{\text{разг}}$, $\varphi_{\text{торм}}$ – угловые пути при разгоне и торможении;

$$k_{\tau} = \sqrt{\frac{2\varphi_{\text{торм}}J_{\Sigma}}{M_{\text{дв}}}} \text{ – постоянная; } k_{\varphi} = \frac{\varphi_{\text{торм}}}{\varphi_{\text{разг}}} \text{ – коэффициент,}$$

характеризующий качества цикла разгон-торможение; $M_{\text{дв}}$ – момент двигателя; J_{Σ} – суммарный приведённый момент инерции.

Изменение циклового КПД при вариации коэффициента загрузки двигателя k_p имеет вид

$$\eta_{\text{цикл}} = k_p(1 + k_{\varphi}).$$

Рассмотрение $\eta_{\text{цикл}}$ показывает, что оно линейно зависит от коэффициента k_p и параметра цикла разгон-торможение k_{φ} , определяющего работу тормозных сил. На рис. 7.2. показаны зависимости динамических качеств и экономических качеств МА в цикле разгон-торможение при вариации коэффициента использования номинальной мощности двигателя k_p .

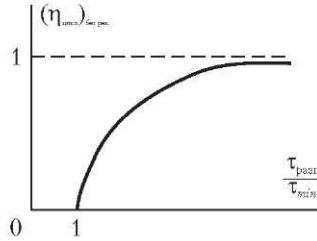


Рис. 7.3. Взаимосвязь динамических и экономических показателей при изменении коэффициента загрузки k_p

Анализ представленных на рис. 7.2 зависимостей экономических и динамических показателей машины от мощности двигателя (полученных вариацией коэффициента загрузки k_p), показывает, что снижение номинальной мощности двигателя формально приводит к увеличению коэффициента k_p . Это вызывает снижение работы двигателя в цикле ($A_{дв}^{разг}$) и запаса кинетической энергии $\Delta T_{разг}$ на участке разгона $\varphi_{разг}$, что является универсальным приёмом повышения КПД цикла разгон-торможение $\eta_{цикл}$. Однако это же вызывает и увеличение времени разгона и всего цикла движения. Взаимосвязь динамических и экономических показателей при изменении мощности двигателя показана на рис. 7.3.

Анализ зависимостей динамических и экономических качеств МА, представленных на рис. 7.2 и 7.3, не даёт однозначного ответа на вопрос, какое значение коэффициента загрузки k_p является оптимальным. Минимизация времени разгона требует $k_p = 0$, при этом и КПД цикла разгон-торможение $\eta_{цикл} = 0$. Минимизация критерия расхода энергии, обратного к цикловому КПД требует $k_p = 1$, при котором время разгона стремится к бесконечности. Таким образом, рекомендации к выбору мощности двигателя МА по этим двум критериям являются противоположными. Для решения задачи оптимального выбора k_p и тем самым (при известной мощности сил сопротивления) выбора оптимальной мощности двигателя сформируем обобщенный критерий в виде:

$$\Phi_0 = c_\tau \left(\frac{\tau_{разг}}{\tau_{мин}} \right) + \frac{c_\eta}{\eta_{цикл}}$$

и проанализируем влияние весовых коэффициентов c_τ и c_η , отражающих степень важности критерия и его долю в значении Φ_0 . Чтобы сделать возможным принципиальное решение задачи, свяжем весовые коэффициенты между собой, чтобы ограничить число возможных решений, для чего примем $c_\eta = 1 - c_\tau$. При этом выбор значения одного коэффициента автоматически определяет значение другого, так как их сумма равна единице $c_\eta = c_\tau + 1$.

Варьируя значение одного весового коэффициента, а также однозначно связанного с ним другого, мы как бы меняем точку зрения на степень важности критерия быстродействия и экономичности. На рис. 7.4 представлены зависимости обобщенного критерия Φ_0 от коэффициента загрузки k_p при различных соотношениях весовых коэффициентов: кривая 1 соответствует $c_\tau = 1$ и $c_\eta = 1$, т.е. пренебрежением при расчете мощности двигателя экономическими качествами МА, кривая 2 соответствует $c_\tau = 0$ и $c_\eta = 1$, т.е. пренебрежением при расчете критерием быстродействия. В качестве примера сформирована (кривая 3) зависимость обобщенного критерия $\Phi_0(k_p)$ при одинаковой степени важности критериев динамических и экономических качеств $c_\eta = c_\tau = 0,5$. Таким образом, при одинаковой степени важности учета динамических и экономических качеств МА оптимальное значение $(k_p)_{\text{опт}} = 0,5$ (рис. 7.4). В этом случае рекомендуемая мощность двигателя вдвое превышает мощность сопротивления РМ $W_{\text{дв}} = 2W_{\text{сопр}}$. Иная точка зрения и другие значения весовых коэффициентов, естественно, дадут другие значения $W_{\text{дв}}$.

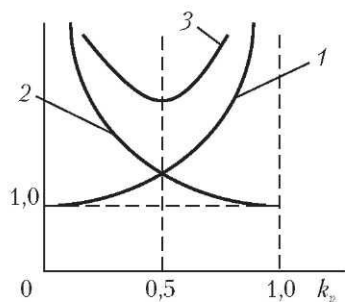


Рис.7.4. Зависимости обобщенного критерия оптимальности Φ_0 от коэффициента загрузки k_p при различных значениях весовых коэффициентов:

$$1 - c_\tau = 1, c_\eta = 0; \quad 2 - c_\tau = 0, c_\eta = 1; \quad 3 - c_\tau = c_\eta = 0,5$$

7.3. Связь динамических и экономических качеств машины при изменении момента переключения

Выше мы отметили, что потери кинетической энергии определяются запасом её перед торможением. Поэтому повышение экономичности цикла разгон-торможение связано со снижением запаса кинетической энергии перед торможением, например, путем снижения мощности двигателя в процессе разгона. Этот рассмотренный выше приём улучшения экономичности позволяет снизить потери кинетической энергии при торможении, однако имеет ограничения по пусковому моменту двигателя, который должен быть больше момента сопротивления движению ($M_{\text{дв}}^{\text{пуск}} \geq M_{\text{сопр}}$). В цикле «пуск-останов» имеется и другая возможность повышения экономичности, связанная со снижением запаса кинетической энергии перед торможением путём сокращения длительности включения двигателя при разгоне изменением момента времени переключения с разгона на торможение. Чтобы выявить ограничения по применению последнего метода повышения экономичности изменением момента переключения проведём анализ динамических и экономических показателей цикла разгон-торможение при постоянной номинальной мощности двигателя.

Для оценки динамических показателей цикла при вариации угловой координаты переключения $\varphi_{\text{пер}} = \varphi_{\text{раз}}$ с разгона на торможение воспользуемся динамической моделью, использованной в параграфе 7.2, где была получена связь времени разгона с мощностью двигателя и моментом переключения

$$\frac{\tau_{\text{раз}}}{k_c} = \frac{1}{\sqrt{k_\varphi(1 - k_\varphi)}},$$

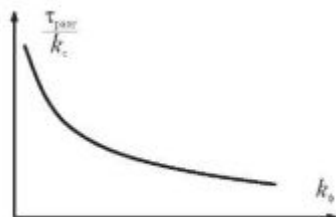


Рис.7.5. Зависимость динамических показателей МА от коэффициента $k_\varphi = \varphi_{\text{торм}}/\varphi_{\text{пер}}$

и представим зависимости динамических показателей машины в функции коэффициента $k_\varphi = \varphi_{\text{торм}}/\varphi_{\text{пер}}$ (рис.7.5) при постоянном значении коэффициента загрузки

$$k_p = |M_{\text{сопр}} / M_{\text{дв}}|.$$

В общем случае нагрузку процесса разгон-торможение можно разложить на три составляющие $M_{\text{дв}}, M_{\text{сопр}}, M_{\text{торм}}$, показанные на рис. 7.1. Эти составляющие моменты не являются независимыми переменными при проектировании, так как в цикле разгон-торможение они связаны между собой энергетическим соотношением необходимости равенства работ при разгоне и торможении

$$M_{\text{дв}} \varphi_{\text{пер}} = M_{\text{сопр}} (\varphi_{\text{торм}} + \varphi_{\text{пер}}) + M_{\text{торм}} \varphi_{\text{торм}},$$

где $M_{\text{дв}}$ – момент двигателя, отключаемого при торможении; $M_{\text{сопр}}$ – момент сопротивления; $M_{\text{торм}}$ – момент торможения; $\varphi_{\text{разг}} = \varphi_{\text{пер}}$ – угловой путь разгона до переключения и $\varphi_{\text{торм}}$ – путь торможения после переключения. Поэтому при моделировании процессов с постоянным значением k_p будет меняться соотношение момента торможения и момента двигателя по зависимости, полученной из соотношения равенства работ при разгоне и торможении

$$\frac{M_{\text{торм}}}{M_{\text{дв}}} = \frac{1 - k_p (1 + k_\varphi)}{k_\varphi}.$$

Для оценки КПД цикла разгон-торможение при вариации угловой координаты переключения $\varphi_{\text{пер}}$ с разгона на торможение также воспользуемся экономической моделью, использованной в параграфе 7.2

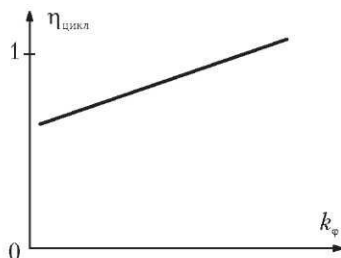


Рис. 7.6. Зависимость КПД цикла разгон-торможение при изменении коэффициента k_φ , характеризующего угол переключения

$$\eta_{\text{цикл}} = k_p(1 + k_\phi).$$

КПД цикла разгон-торможение (рис. 7.6) зависит не только от угла переключения, связанного с коэффициентом k_ϕ момента, но и по ранее рассмотренным причинам от коэффициента загрузки двигателя k_p .

Наиболее экономичным режимом снижения скорости на неустановившемся режиме является «выбег», где моменты движущий и торможения отсутствуют: $M_{\text{дв}} = 0$, $M_{\text{торм}} = 0$. По этой причине при совершении полезной работы в процессе выбега (т.е. движения по инерции) расчётное значение КПД его будет бесконечно большим. Соотношение между работами и нагрузками в цикле разгон-выбег будет

$$T_{\text{разг}} = A_{\text{сопр}}^{\text{выбег}}, \quad M_{\text{дв}} \phi_{\text{пер}} = M_{\text{сопр}} (\phi_{\text{торм}} + \phi_{\text{пер}}),$$

что приводит к однозначной связи между коэффициентами k_p и k_ϕ и свидетельствует о том, что процесс «выбега» может управляться изменениями угла переключения, связанного с k_ϕ , или выбором момента двигателя $M_{\text{дв}} = M_{\text{сопр}}/k_p$ по соотношению

$$k_p = \frac{1}{1 + k_\phi}.$$

В общем случае можно связать КПД цикла разгон-торможение с динамическими показателями машины при вариации угла переключения $\phi_{\text{пер}}$ с разгона на торможение, эта зависимость при $k_p = \text{const}$ показана на рис 7.7.

Анализ взаимосвязи динамических и экономических показателей при изменении $\phi_{\text{пер}}$ показывает, что она имеет более благоприятную зависимость, чем при вариации

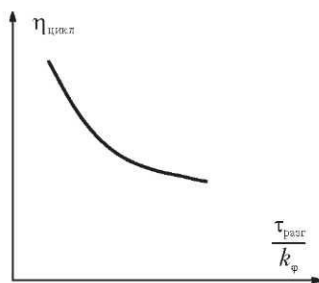


Рис. 7.7. Взаимосвязь динамических и экономических показателей цикла разгон-торможение при изменении угла переключения

коэффициента k_p , определяющего мощность двигателя. При вариации k_p повышение экономичности цикла разгон-торможение возможно только путём ухудшения динамических качеств (см. рис. 7.3), в то время как при вариации k_φ повышение экономичности возможно и при улучшении динамических качеств. Этому явлению есть теоретическое объяснение. Уменьшение угловой координаты переключения $\varphi_{\text{пер}}$ (т.е. пути разгона) приводит к одновременно уменьшению как времени разгона, так и накопленной при разгоне кинетической энергии, и естественно потерь её при торможении. Максимальный цикловой КПД будет достигнут при изменении коэффициента k_φ и переходе на режим разгон-выбег, в котором момент торможения отсутствует. В связи с этим отсутствуют и потери кинетической энергии при торможении, а вся накопленная кинетическая энергия компенсирует работу сил сопротивления. Однако реализация режима разгон-выбег не всегда возможна. Причиной этому являются многочисленные ограничения, имеющие место в практике эксплуатации машин. Например, практически невозможно использовать режим разгон-выбег для повышения экономичности автомобиля в условиях интенсивного городского движения. Попробуем сформулировать ограничения по использованию режима выбега путём изменения угла переключения. Этот приём повышения экономичности позволяет снизить потери кинетической энергии при торможении за счёт её полезного использования, однако он имеет ограничение, которое связано с совершаемой при торможении работы

$$A_{\text{разг}} = \int_0^{\varphi_{\text{пер}}} M_{\Sigma}(\varphi) d\varphi = A_{\text{торм}} = \int_{\varphi_{\text{пер}}}^{\varphi_{\text{цикл}}} M_{\Sigma}(\varphi) d\varphi.$$

Ограничение слева достаточно ясно $\varphi_{\text{пер}} > 0$. Предельным случаем будет режим разгон-выбег и формальное равенство $\eta_{\text{цикл}} = 1$, при котором вся накопленная кинетическая энергия при разгоне T_{max} после его окончания будет использована на совершение работы по преодолению сопротивления движению

$$T_{\text{max}} = \int_0^{\varphi_{\text{пер}}} M_{\Sigma}(\varphi) d\varphi = A_{\text{торм}} = \int_{\varphi_{\text{пер}}}^{\varphi_{\text{цикл}}} M_{\Sigma}(\varphi) d\varphi.$$

7.4. Повышение экономичности с помощью разгружающего устройства в цикле разгон-торможение

В случае детерминированных внешних нагрузок в машине они могут быть перераспределены внутри цикла движения путём введения внутренних компенсирующих нагрузок для выравнивания общей нагрузки. Этот приём широко используется в грузоподъёмных машинах, нагрузками в которых являются силы тяжести. Снижение пиковых нагрузок позволяет уменьшить номинальную мощность установленных двигателей и повысить экономичность расхода энергии двигателя при снижении нагрузки. Этот способ снижения пиковых нагрузок на двигатель связан с применением разгружающих устройств, позволяющих сгладить возмущающие воздействия в машине. В простейшем случае роль разгружающего устройства может выполнять противовес. Например, использование противовесов в механизмах грузопассажирских лифтов вдвое снижает пиковую нагрузку на двигатель и повышает его коэффициент загрузки за счёт снижения номинальной мощности двигателя.

Однако, применение противовесов не всегда возможно в других типах машин, и снижение пиковой нагрузки может осуществлять разгружающий механизм с пружиной, усилие которой меняется пропорционально перемещению звена. Применение такого пропорционального разгружающего устройства не позволяет полностью уравновесить силы в механизме во всех положениях. Поэтому часто в состав разгружающего устройства включается кулачковый механизм с подпружиненным толкателем, который может обеспечить нелинейную характеристику и уравновесить силы в механизме во многих положениях.

Таким образом, на определённой расчётной скорости вращения, вызывающей определённые силы инерции, можно добиться с помощью разгружающего устройства постоянства нагрузки, действующей на двигатель. Однако в виду сложности кулачковых разгружающих устройств на практике часто идут на частичную компенсацию переменных рабочих нагрузок с помощью пружинных разгружающих устройств, действующих непосредственно на звенья, что позволяет снизить нагрузки в отдельных положениях.

Рассмотрим характерный пример возможности снижения расхода энергии за счёт уменьшения установленной

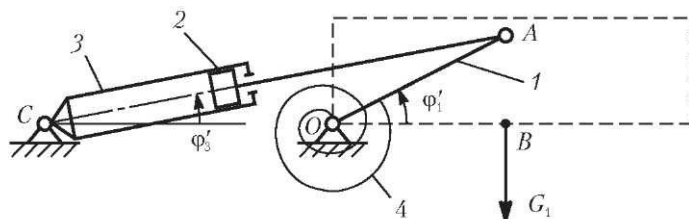


Рис. 7.8. Люк, уравновешенный с помощью торсиона:

1 – люк; 2 – поршень; 3 – цилиндр; 4 – торсион

мощности двигателя, привода механизма, качающихся цилиндров при подъеме люка (рис.4.7), рассмотренного в гл. 4. Рабочей нагрузкой (силой сопротивления при подъеме и движущей силой при опускании) является сила тяжести люка $G_1 = gm_1$, масса которого m_1 сосредоточена в точке B (рис. 7.8). Обратимся к динамической модели разгружающего устройства с частичной компенсацией рабочих нагрузок (сил тяжести люка), которая производится при помощи торсиона (пружины кручения), соединённой со звеном 1.

Подъем люка из горизонтального в вертикальное положение происходит при подаче давления в правую полость качающегося цилиндра, опускание люка происходит под действием сил тяжести. Ранее была определена зависимость приведенного к звену 1 момента $M_{G_{np}}$ силы тяжести люка, показанная на рис. 4.8.

Рассмотрим задачу частичного уравновешивания люка, при котором суммарный остаточный момент сил тяжести и упругих сил пружины будет равен нулю в двух положениях: вертикальном $\varphi_d = \pi/2$ и горизонтальном $\varphi_d = 0$.

Условие статического уравновешивания сил тяжести люка выражается равенством нулю суммы моментов сил тяжести и уравновешивающих сил упругости торсиона. В вертикальном положении момент сил тяжести равен нулю, поэтому и необходимый момент уравновешивающей силы пружины также равен нулю. В горизонтальном положении необходимый уравновешивающий момент торсиона, действующий со стороны стойки на звено 1 механизма (рис. 7.8), должен иметь максимальное значение $|M_{G_{np}}| = gm_1 L_{OA}$. Это позволяет вычислить необходимое для уравновешивания значение коэффициента жесткости пружины c_{np} . Уравновешивающий момент торсиона будет про-

порционален углу отклонения люка от вертикального положения $\varphi_{\text{ур}} = \pi/2$ равновесия, в котором предварительная затяжка (деформация) тorsiона равна нулю. Выражение упругого уравновешивающего момента принимает вид

$$M_{\text{ур}}(\varphi_{\text{л}}) = c_{\text{пр}}(\varphi_{\text{ур}} - \varphi_{\text{л}}).$$

Выбираем коэффициент жесткости тorsiона $c_{\text{пр}}$ из условия уравновешенности люка в двух положениях ($\varphi_{\text{ур}} = 0$ и $\varphi_{\text{ур}} = \pi/2$), где сумма моментов сил тяжести и упругости должна быть равна нулю, поэтому

$$M_{\text{ур}}(\varphi = 0) = -M_{G_{\text{пр}}}(\varphi = 0) = gm_1 L_{OB}.$$

Откуда получим необходимый коэффициент жесткости уравновешивающей пружины

$$c_{\text{пр}} = \frac{gm_1 L_{OA}}{\pi/2},$$

где $\pi/2$ – угол поворота люка из одного уравновешенного положения в другое.

Рассматривая диаграмму приведенных моментов сил тяжести и упругости пружины (рис.7.9) можно отметить, что их сумма

$$M_{\text{ост}}(\varphi_{\text{л}}) = M_{\text{ур}}(\varphi_{\text{л}}) + M_{G_{\text{пр}}}(\varphi_{\text{л}})$$

принимает нулевое значение только в двух уравновешенных положениях (горизонтальном и вертикальном). В остальных положениях остаточный момент $M_{\text{ост}}$ отличен от нуля, и для подъема люка необходимо приложить некоторый движущий момент, превышающий (рис.7.9) максимальное значение $M_{\text{ост}}$, которое составляет примерно $1/3$ от момента сил тяжести неуровновешенного люка

$$|M_G|_{\text{max}} = gm_1 L_{OB}.$$

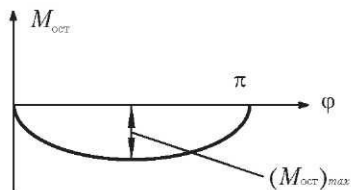


Рис.7.9. Зависимость остаточного момента сопротивления подъёму частично уравновешенного люка

Пренебрегая силами трения, определим работу сил сопротивления подъему уравновешенного люка (как сумму моментов сил тяжести люка $M_G(\varphi)$ и момента упругого торсиона $M_{\text{упр}}(\varphi)$), которая получается интегрированием их ранее полученных зависимостей

$$\begin{aligned} |A_{\text{под}}|_{\text{ур}}(\varphi_{\text{л}}) &= \int_0^{\varphi_{\text{л}}} M_{\text{ост}}(\varphi_{\text{л}}) d\varphi_{\text{л}} = \int_0^{\varphi_{\text{л}}} \left[M_{\text{с тр}} + c_{\text{тр}} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_{\text{л}} \right) \right] d\varphi_{\text{л}} \\ &= \int_0^{\varphi_{\text{л}}} \left[-gm_1 L_{\text{OB}} \cos \varphi_{\text{л}} + \frac{gm_1 L_{\text{OB}} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_{\text{л}} \right)}{\frac{\pi}{2}} \right] d\varphi_{\text{л}} = \\ &= -gm_1 L_{\text{OB}} \left[\varphi_{\text{л}} - \sin \varphi_{\text{л}} - \frac{\varphi_{\text{л}}^2}{2} \right] \end{aligned}$$

При перемещении уравновешенного люка из положения $\varphi_{\text{л}} = 0$ в $\varphi_{\text{л}} = \pi/2$ эта работа будет равна

$$|A_{\text{под}}|_{\text{ур}}(\varphi_{\text{л}} = \pi/2) = 0,34 gm_1 L_{\text{OB}}.$$

Таким образом, при уравновешивании люка работа по его перемещению в вертикальное положение уменьшится и составит $1/3$ часть от работы открытия неуравновешенного люка. Однако немного увеличивается необходимый момент движущих сил и потребуется некоторая работа двигателя при опускании люка. Заметим, что мы не изобрели вечного двигателя. Снижение момента сопротивления при подъеме люка за счет его уравновешивания позволяет лишь снизить номинальную мощность установленного двигателя (гидропривода), ранее работавшего только при подъеме люка. Суммарная работа всех сил (включая силу полезного сопротивления, за которую принимается сила тяжести), при подъеме люка имеет вид

$$A_{\Sigma \text{ур}}(\varphi) = \int_0^{\pi/2} M_{\Sigma \text{ур}}(\varphi_{\text{л}}) d\varphi_{\text{л}} = \int_0^{\pi/2} (M_{\text{р ур}}(\varphi_{\text{л}}) + M_G(\varphi_{\text{л}}) + M_{\text{ур}}(\varphi_{\text{л}})) d\varphi_{\text{л}},$$

где $M_{\text{р ур}}$ – приведенный момент движущих сил давления в приводе уравновешенного люка. Свяжем его необходимое значение с максимальным остаточным значением:

– для неуравновешенного люка

$$M_{\text{р неур}} = k_{\text{цук}} \left[M_G(\varphi) \right]_{\text{max}},$$

– для уравновешенного люка

$$M_{p\text{ ур}} = k_{\text{пуск}} \left[\sum M_{\text{ост}}(\varphi) \right]_{\text{max}} = \frac{1}{3} M_{p\text{ неур}},$$

где $k_{\text{пуск}}$ – коэффициент запаса пускового момента двигателя.

Зависимость изменения угловой скорости движения уравновешенного люка определяется по зависимости суммарной работы $A_{\Sigma\text{ ур}}(\varphi_{\text{л}})$ и суммарного приведенного момента инерции $J(\varphi_{\text{л}})$

$$\omega(\varphi_{\text{л}}) = \left(\frac{2A_{\Sigma\text{ ур}}(\varphi_{\text{л}})}{J(\varphi_{\text{л}})} \right)^{1/2}.$$

По зависимости скорости $\omega(\varphi_{\text{л}})$ можно определить и время подъёма люка

$$t_{\text{разг}} = \int_0^{\pi/2} \frac{1}{\omega(\varphi_{\text{л}})} d\varphi_{\text{л}} = \int_0^{\pi/2} \left(\frac{J(\varphi_{\text{л}})}{A_{\Sigma\text{ ур}}(\varphi_{\text{л}})} \right)^{1/2} d\varphi_{\text{л}}.$$

Средняя мощность двигателя насоса гидропривода оценивается по времени разгона уравновешенного люка $t_{\text{разг}}$

$$W_{\text{ср}} = \frac{M_{p\text{ ур}} \varphi_{\text{л}}}{\eta_{\text{нас}} t_{\text{разг}}},$$

где $\eta_{\text{нас}}$ – КПД насоса и привода гидросистемы.

Как видно из расчётов необходимая средняя мощность движущих сил (гидроцилиндра) может быть снижена практически без ухудшения динамических качеств машины пропорционально уменьшению суммарной работы за цикл, т.е. на $2/3$ за счёт уравновешивания. Однако, возможен вариант улучшения динамических качеств при сохранении номинальной мощности привода.

Сокращая затраты работы при подъёме люка за счёт уравновешивания, мы, не сокращая мощность гидропривода, увеличиваем скорость и величину кинетической энергии в конце разгона. Время разгона при этом снижается. Эту кинетическую энергию приходится «гасить» и при этом мы будем терять часть работы, затраченной на создание запаса кинетической энергии. Поэтому увеличение избыточной мощности двигателя в период разгона снижает КПД цикла разгона для всех рассмотренных вариантов. Однако при опускании люка также бывает необходимым затратить определённую работу, связанную с изменением соотношения сил тяжести и уравновешивающих сил. Для этого необходимо рассмотреть цикл опускания люка. Однако, как правило,

гидропривод при опускании люка по инерции работает в режиме дросселирования, не потребляя энергии от двигателя. Поэтому, при уравнивании люка можно увеличить средний цикловой коэффициент полезного действия за период подъема и опускания в случае снижения мощности двигателя, практически не ухудшая динамических качеств, как и в случае изменения момента переключения.

7.5. Повышение экономичности рекуперацией энергии

Перспективным методом повышения экономичности машин, работающих в неустановившихся режимах, является применение рекуперации. Под рекуперацией понимается использование накопленной кинетической энергии машины и создание запаса энергии при торможении, а затем использовании её на полезные цели, например, при разгоне машины. Динамика цикла разгон-торможение была рассмотрена ранее. Рассмотрим экономическую модель машины с рекуперацией энергии при торможении и определим возможности повышения КПД гибридных машин с ДВС, работающих в наименее экономичном идеализированном цикле разгон-торможение. Принципиальная схема гибридного автомобиля с ДВС, выбранная для анализа экономичности цикла разгон-торможение, показана на рис. 1.19.

Значительную часть времени современные машины работают с частым изменением скоростного и нагрузочного режимов работы, с чередованием разгона, кратковременного установившегося режима и торможения. Наиболее неблагоприятным во всех отношениях случаем является неустановившийся цикл, состоящий из разгона и следующего за ним торможения. Часто предъявляются определенные требования не только к разгону машины, но и ко времени и пути торможения машины, а также к величине ускорений и нагрузок, с которыми он осуществляется. Для удовлетворения этих требований конструктору приходится проводить динамический расчет. В дополнение к нему при анализе экономичности цикла из приведенного к валу ДВС суммарного момента выделим две составляющие: M_{Σ} – часть суммарного момента, идущая на ускорение машины и $M_{\text{сопр}}$ – часть суммарного момента, расходуемая на преодоление полезного сопротивления. При расчёте моментов

примем допущение квазистационарности, считая, что затраченная работа в процессе разгона приближенно может быть оценена по параметрам установившегося движения $M_{\text{сопр}} = (M_{\text{сопр}})_{\text{уст}}$, поэтому

$$M_{\Sigma \text{ разг}} = M_{\text{дв}} M_{\text{сопр}}.$$

Кинетическая энергия в конце разгона $T_{\text{разг}}$ имеет максимальное значение в цикле разгон-торможение и равна величине запаса кинетической энергии в начале торможения

$$T_{\text{разг}} = T_{\text{max}} = J_{\Sigma \text{пр}} \frac{\omega_{\text{кон}}^2}{2} = \frac{mv_{\text{кон}}^2}{2},$$

где $J_{\Sigma \text{пр}}$, $\omega_{\text{кон}}$ – значения приведенного момента инерции машины и скорости вращения звена приведения в конце разгона; m , $v_{\text{кон}}$ – масса и скорость машины в конце разгона.

Для упрощения выводов сделаем допущение, что разгон и торможение машины осуществляются при моментах независимых от угловой координаты и скорости звена приведения. Работа, пошедшая на ускорение машины $A_{\Sigma \text{разг}}$ связана с запасом кинетической энергии в конце разгона $T_{\text{разг}}$

$$T_{\text{разг}} = A_{\Sigma \text{разг}} = \int_0^{\varphi_{\text{разг}}} M_{\Sigma \text{разг}} d\varphi = M_{\Sigma \text{разг}} \varphi_{\text{разг}},$$

где $\varphi_{\text{разг}}$ – угол поворота, т.е. путь, проходимый звеном приведения при разгоне. При постоянном значении моментов $M_{\text{дв}}$, $M_{\text{сопр}}$ и момента инерции J_{Σ} движение является равномерноускоренным с постоянным угловым ускорением

$$\varepsilon_{\text{разг}} = \frac{M_{\Sigma \text{разг}}}{J_{\Sigma}}.$$

Время и путь разгона можно оценить как

$$\tau_{\text{разг}} = \frac{\omega_{\text{кон}} J_{\Sigma}}{M_{\Sigma \text{разг}}}, \quad \varphi_{\text{разг}} = \varepsilon_{\text{разг}} \frac{(\tau_{\text{разг}})^2}{2}.$$

Аналогичные расчёты можно провести при торможении машины, оставляя прежние допущения и принимая суммарный момент при торможении в виде двух составляющих: тормозного момента $M_{\text{торм}}$, управляющего аккумулярованием энергии торможения, и момента сил полезного сопротивления движению

$$M_{\Sigma \text{торм}} = M_{\text{торм}} + M_{\text{сопр}}.$$

Можно определить параметры процесса торможения машины: время и путь, отсчитываемые от мгновения начала торможения

$$\tau_{\text{торм}} = \frac{\Omega_{\text{кон}} J_{\Sigma}}{M_{\Sigma \text{торм}}}, \quad \varphi_{\text{торм}} = \frac{T_{\text{разг}}}{M_{\Sigma \text{торм}}}.$$

Модуль работы сил сопротивления за время торможения равен начальному запасу кинетической энергии

$$T_{\text{разг}} = (A_{\text{торм}})_{\text{цикл}} = \int_0^{\varphi_{\text{торм}}} M_{\Sigma \text{торм}} d\varphi = \varphi_{\text{торм}} (M_{\text{торм}} + M_{\text{сопр}})$$

Отсюда получим выражение для определения координат так называемого момента переключения с разгона на торможение

$$M_{\Sigma \text{разг}} \varphi_{\text{разг}} = (M_{\Sigma \text{торм}} + M_{\text{сопр}}) \varphi_{\text{торм}}.$$

В качестве примера моделирования экономичности рассмотрим метод рекуперации энергии при торможении гибридного автомобиля в цикле разгон-торможение. КПД представляет критерий экономичности, по которому оценивается машина. Рассматривая экономичность неустановившегося цикла разгон-торможение, целесообразно проводить сравнение его с установившимся режимом движения, который наблюдается между ними.

Однако нельзя считать, что вся работа на установившемся режиме является полезной. Поэтому имеет смысл учесть КПД работы машины на установившемся режиме работы $\eta_{\text{уст}}$ и сравнивать КПД неустановившегося цикла разгон-торможение с его значениями

$$(A_{\text{полезн}})_{\text{цикл}} = M_{\text{сопр}} (\varphi_{\text{разг}} + \varphi_{\text{торм}}) \eta_{\text{уст}}.$$

Торможение не требует работы двигателя, поэтому общая затраченная работа в цикле разгон-торможение равна работе двигателей в период разгона

$$(A_{\text{дв}})_{\text{цикл}} = \varphi_{\text{разг}} (M_{\Sigma \text{дв}} + M_{\text{сопр}}) = M_{\Sigma \text{разг}} \varphi_{\text{разг}},$$

где $M_{\Sigma \text{дв}} = \Sigma M_{\text{дв}}$ – суммарный момент всех двигателей (ДВС и разгонных электродвигателей), работающих в процессе разгона параллельно.

КПД цикла без рекуперации энергии торможения будет равен

$$(\eta_{\text{цикл}})_{\text{без рекуп}} = \frac{\eta_{\text{уст}}}{k_{\text{изб}}} \left(1 + \frac{\Phi_{\text{торм}}}{\Phi_{\text{разг}}} \right),$$

где $k_{\text{изб}} = M_{\Sigma \text{ разг}} / M_{\text{сопр}}$ – отношение суммарного момента в процессе разгона к моменту сопротивления на установившемся режиме движения.

В дальнейшем мы будем сравнивать КПД циклов с различными величинами аккумулированной энергии при торможении и использования её в процессе разгона, за счёт чего может быть повышен КПД цикла и снижены мощность ДВС в процессе разгона. При расчёте предполагается, что часть накопленной кинетической энергии машины при торможении может аккумулироваться и будет рекуперирована, т.е. возвращена обратно в виде работы в следующий цикл разгона

$$T_{\text{акк}} = k_{\text{акк}} \eta_{\text{акк}} T_{\text{разг}},$$

где $k_{\text{акк}} = (A_{\text{рекуп}})_{\text{цикл}} / T_{\text{разг}}$ – коэффициент рекуперации, показывающий какая часть кинетической энергии машины возвращается в последующий цикл разгона

$$(A_{\text{рекуп}})_{\text{цикл}} = T_{\text{акк}} \eta_{\text{трансф}} = M_{\text{торм}} \Phi_{\text{торм}} (\eta_{\text{трансф}})^2$$

с потерями, которые оцениваются с помощью КПД трансформации энергии $\eta_{\text{трансф}}$ при аккумулировании и рекуперации энергии.

Рекуперированная энергия $(A_{\text{рекуп}})_{\text{цикл}}$ возвращённая в цикл в процессе разгона, может быть признана полезной, так как уменьшает расход топлива ДВС и повышает КПД цикла

$$(\eta_{\text{цикл}})_{\text{с рекуп}} = (\eta_{\text{цикл}})_{\text{без рекуп}} + \Delta \eta_{\text{рекуп}}$$

где $\Delta \eta_{\text{рекуп}} = A_{\text{рекуп}} / (A_{\text{затр}})_{\text{цикл}}$ приращение КПД цикла разгон-торможение за счёт рекуперации энергии. На величину аккумулируемой энергии при торможении $T_{\text{акк}}$ должен быть рассчитан накопитель энергии в виде электрического или маховичного (см. рис.1.20) аккумулятора. Необходимая мощность $W_{\text{акк}} = W_{\text{эдр}}$ трансформирующих энергию устройств (электродвигателей, генераторов и аккумуляторов) может быть определена по величине аккумулируемой энергии и соответствующему времени разгона или торможения

$$W_{\text{акк}} = \frac{T_{\text{акк}}}{\tau_{\text{разг}}} = \frac{k_{\text{акк}} T_{\text{разг}} \eta_{\text{трансф.}}}{\tau_{\text{разг}}}$$

На величину этой мощности $W_{\text{акк}}$ может быть снижена номинальная мощность ДВС без ущерба для динамических качеств машины

$$(W_{\text{двс}})_{\text{ном}} = (W_{\Sigma \text{дв}})_{\text{ном}} - W_{\text{акк}}$$

где $(W_{\Sigma \text{дв}})_{\text{ном}} = (W_{\Sigma \text{дв}})_{\text{разг}} \omega_{\text{ном}}$ – суммарная номинальная мощность двигателей, которая используется во время разгона машины; $W_{\Sigma \text{дв}} = W_{\text{двс}} + W_{\text{эдв}}$ – суммарный момент ДВС и разгонного электродвигателя, который выбирается исходя из требуемых динамических качеств машины, определяемых временем разгона $\tau_{\text{разг}}$ до номинальной скорости машины

$$M_{\Sigma \text{дв}} = \frac{\omega_{\text{кон}} J_{\Sigma}}{\tau_{\text{разг}}} + M_{\text{сопр}}$$

Таким образом, снижение номинальной мощности ДВС при той же мощности сил сопротивления позволяет увеличить коэффициент загрузки его на установившемся режиме работы снизить расход топлива. Оценка повышения экономичности ДВС Δg_e за счёт снижения номинальной мощности даёт ощутимый выигрыш в удельном расходе топлива

$$\Delta g_e = \frac{g_{e \text{ ном}} W_{\text{эдв}}}{W_{\text{двс}}}$$

где $g_{e \text{ ном}}$ – удельный расход топлива ДВС на номинальном режиме, $W_{\text{эдв}}$ – мощность разгонного электродвигателя.

По разработанной математической модели были проведены расчёты циклового КПД в цикле движения разгон-торможение гибридного автомобиля, оснащённого ДВС и обратимыми электродвигателями, с параметрами: $m = 800$ кг, $V_{\text{кон}} = 80$ км/ч, $(W_{\text{двс}})_{\text{ном}} = 60$ кВт. При моделировании КПД обеспечивается сравнение циклов разгон-торможение, одинаковых по динамичности с рекуперацией энергии и без неё при варьировании коэффициента $k_{\text{торм}} = M_{\text{торм}} / M_{\text{двс}}$. Выбор $k_{\text{торм}}$ в качестве варьируемого параметра не обязателен, в качестве оптимизируемого параметра могут быть выбраны и другие показатели машины. Путём моделирования на ЭВМ была выявлена зависимость КПД неустановившегося цикла (рис. 7.10) от режима торможе-

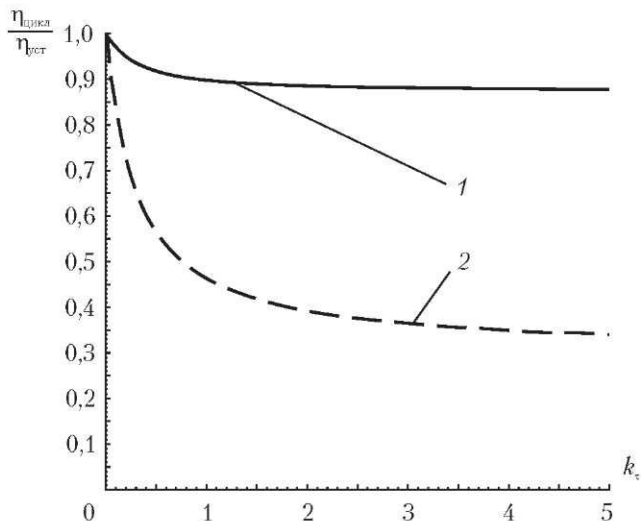


Рис. 7.10. КПД цикла «разгон-торможение»: 1 – с рекуперацией энергии; 2 – без рекуперации энергии

ния, определяемого вариацией коэффициента $k_{\text{торм}}$ при постоянном значении КПД установившегося движения $\eta_{\text{уст}}$.

Анализ проведенных расчётов показывает, что КПД цикла с рекуперацией энергии (кривая 1) почти вдвое выше, чем у цикла без рекуперации энергии (кривая 2). КПД цикла без рекуперации энергии повышается при увеличении времени торможения за счёт использования накопленной кинетической энергии на преодоления полезного сопротивления и становится максимальным при выбеге машины $k_{\text{торм}} = 0$. Аналогичная, но очень слабая зависимость имеет место и при рекуперации энергии. Можно даже считать с точностью до 5%, что КПД цикла без рекуперации энергии остаётся постоянным, независящим от режима торможения при резких торможениях ($k_{\text{торм}} \geq 0,5$). Следует отметить равенство КПД

$$(\eta_{\text{шпл}})_{\text{с рекуп}} = (\eta_{\text{шпл}})_{\text{без рекуп}}$$

циклов разгон-торможение при $k_{\text{торм}} = 0$. Этот факт свидетельствует о том, что рекуперации энергии в режиме выбега

машины не происходит, но экономические показатели цикла с выбегом остаются высокими.

Расчёты показывают, что применение рекуперации энергии повышает экономичность машин без ухудшения динамических качеств и без снижения производительности. Моделирование выявило возможность уменьшить расчётную номинальную мощность ДВС на 30% за счёт соответствующего увеличения мощности разгонных электродвигателей и за счёт этого снизить расчётный удельный расход топлива ДВС на установившемся режиме движения на 13%. Расчётная ёмкость рекуперирующих энергию устройств не превышает параметров обычных автомобильных аккумуляторов.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. С чем связано влияние степени загрузки двигателя на его экономичность?
2. Проведите анализ связи экономических и динамических показателей машины в цикле разгон-торможение.
3. В чём заключается влияние разгружающих устройств на экономичность?
4. Каковы особенности рекуперации энергии в цикле разгон-торможение?
5. Кратко охарактеризуйте общие принципы повышения экономичности машин при работе на неустановившихся режимах.