

КУРС ЛЕКЦИЙ

Для изучения дисциплины «Динамика двигателей» в 6 семестре на кафедре разработаны следующие учебные пособия, часть из которых имеют гриф УМО «Допущено УМО вузов России по образованию в области энергетики и электротехники в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки 141100 – Энергетическое машиностроение» профиль «Двигатели внутреннего сгорания»:

1. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп.; Владим. гос. ун-т имени А.Г. и Н.Г. Столетовых. – Владимир: Изд-во ВлГУ. – 2014. – 180 с. (с грифом УМО).
2. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие. – Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во ВлГУ. – 2006. – 104 с.
3. Гоц, А. Н. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 124 с.
4. Гоц, А. Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. – 225 с.
5. Гоц, А. Н. Динамика двигателей. Курсовое проектирование: учеб. пособие / А. Н. Гоц; – 2-е изд., испр. и доп., – М.: ФОРУМ: инфра-м, 2013. – 160 с. (с грифом УМО).
6. Гоц, А. Н. Динамика двигателей. Курсовое проектирование: учеб. пособие / А. Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2012. – 119 с. (с грифом УМО).

В связи с этим, последовательность изложения курса «Динамика двигателей» на лекциях будет дана блоками и основана на приведенных выше учебных пособиях, которые в достаточном количестве имеются в библиотеке ВлГУ (см. «Карта обеспеченности дисциплины «Динамика двигателей»).

Блок 1 (4 часа). Кинематика кривошипно-шатунного механизма. Общие сведения. Кинематика поршня. Кинематика шатуна. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями.

Цель лекций по этому блоку – освоение студентами основных понятий и методов расчета кинематики кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей, рассмотрение перемещения, скорости и ускорения поршня, угловое качание, угловые скорости и ускорения шатуна.

Для этого из учебного пособия [1] или [2] должны рассмотрена глава 1. Особое внимание необходимо обратить внимание студентов, что при расчетах используются результаты разложения действительных перемещений, скорости и ускорения на составляющие: в

расчетах принимают участие перемещение первого и второго порядков и т.д. На с.17 учебного пособия [1, 2] показано, как в действительности происходит движение поршня, которое можно разложить на переносное и относительное (то же скорость и ускорение).

На лекциях будут изложены основные понятия, которыми мы будем оперировать в дальнейшем при изучении кинематики кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей.

Описательные разделы учебных пособий (без выводов формул и зависимостей) следует перенести на самостоятельное изучение или в период консультаций студентов по первому циклу заданий курсового проекта. Следующие разделы следует перенести на самостоятельное изучение, так как в 5 семестре студенты прослушали курс «История энергомашиностроения».

Краткая история создания и развития поршневых двигателей. Машины, с помощью которых любой вид энергии преобразовывается в механическую работу, называются двигателями. Двигатели, в которых тепло преобразуется в механическую работу, называются тепловыми. Если преобразование тепла в механическую работу получается в результате сгорания топлива в самом двигателе, то они называются двигателями внутреннего сгорания.

При работе поршневого двигателя внутреннего сгорания в его цилиндрах протекают сложные физико-химические процессы, связанные с преобразованием химической энергии топлива в механическую работу и определяющие мощностные, а также экономические показатели. Описание этих процессов и закономерностей их протекания представляет теорию двигателей внутреннего сгорания.

История развития автомобильных и тракторных двигателей началась в IX веке с создания первых стационарных газовых двигателей внутреннего сгорания. В 1860 г. в Париже был построен первый двигатель внутреннего сгорания, который работал на светильном газе (газовый двигатель Ленуара). В 1892...1870 гг. появились четырехтактные газовые двигатели Э. Лангена и Н. Отто, которые по компактности и экономичности превосходили существующие в то время паросиловые установки.

Однако широкое применение двигатели внутреннего сгорания нашли в конце XIX века после получения керосина и бензина из нефти. Появление жидкого топлива позволило создать экономичные двигатели с малой удельной массой, которые можно было использовать для привода транспортных машин. В 1881...1885 гг. И.С. Костович сконструировал и построил в России восьмицилиндровый двигатель мощностью 59 кВт с удельной массой 2,2 кг/кВт. Этот двигатель имел карбюратор, а воспламенение смеси осуществлялось от электрической искры. С 1885 г. стали появляться двигатели, работающие на керо-

сине и других тяжелых сортах жидкого топлива (двигатели Яковлева, Бромлея).

В 1885 г. немецкий инженер Готлиб Даймлер построил двигатель мощностью 0,8 кВт с частотой вращения коленчатого вала 800 мин^{-1} , который предназначался для легких самодвижущихся экипажей (позднее названных автомобилями). Первые такие экипажи были созданы в 1882 г. в России инженером Путиловым и в 1887 г. в Германии Даймлером и Бенцем.

В 1897 г. инженером Р. Дизелем (Германия) был спроектирован и построен первый двигатель с воспламенением от сжатия. Это был компрессорный двигатель, работающий на керосине, впрыскиваемом в цилиндр при помощи сжатого воздуха. Он развивал мощность около 15 кВт при частоте вращения коленчатого вала 172 мин^{-1} . Расход топлива составлял $336 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$. В 1899 г. в Санкт-Петербурге на машиностроительном заводе Нобеля был построен двигатель с воспламенением от сжатия мощностью 19 кВт с удельным расходом топлива $300 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$. Экспериментальные исследования на этом двигателе проводил Г.Ф. Депп. О своих работах он доложил на Всемирной выставке 1900 года в Париже, на которой Р. Дизелю была вручена золотая медаль. Этот двигатель мог работать на керосине, сырой нефти и соляровом масле. Хотя компрессорные дизели имели хорошую экономичность, широкое распространение их на транспорте ограничивалось из-за больших габаритов и массы вследствие необходимости иметь компрессор для получения сжатого воздуха.

Задачу создания бескомпрессорного дизеля успешно решил в 1904 г. русский инженер Г.В. Тринклер. Впрыск и распыливание топлива в цилиндре этого двигателя осуществлялось с помощью специального устройства, без применения компрессора. В 1908 г. Г.В. Тринклеру был выдан русский патент на бескомпрессорный двигатель, работающий от сжатия по смешанному циклу подвода теплоты [1]. Этот патент окончательно закрепил за Россией приоритет в создании современного дизельного двигателя. Двигатель конструкции Тринклера принципиально отличался от двигателя Дизеля тем, что хотя топливо здесь тоже самовоспламенялось в результате высокого сжатия заряда воздуха в цилиндре, но оно распыливалось и вводилось в камеру сгорания не с помощью воздуха, сжимаемого в компрессоре, а с помощью воздуха, выходящего из особого устройства – поршенька, размещавшегося в головке (крышке) цилиндра и приводившегося в действие от кулачной шайбы, установленной на распределительном валу. Сжатый в цилиндре воздух попадал в рабочую полость этого поршенька, где дожимался и обеспечивал распыливание, а также подачу в камеру сгорания топлива через воздушную форсунку, в которую топливо поступало самотеком. Важной особенностью двигателя Тринклера при этом явилось то, что надежно предотвращалось преждевременное воспламенение топлива в цилиндре благодаря

тому, что подавалось оно в камеру сгорания в конце такта сжатия воздуха. В двигателе Дизеля это происходило на большей части хода сжатия [1]. На конференции Парижской академии наук в 1947 г. постановили, что существующий двигатель с воспламенением от сжатия работает по процессу «Тринклер-мотора». Но, принимая во внимание большие заслуги создателя «Дизель-мотора» Рудольфа Дизеля во внедрению и распространению двигателя с воспламенением от сжатия, тогда же было принято решение назвать созданный двигатель именем Дизеля, а приоритет создания его рабочего процесса оставить за Россией и его создателем Г.В. Тринклером. Аналогичный двигатель в 1910 г. создал и установил на трактор известный русский изобретатель Я.В. Мамин. В дальнейшем бензиновые двигатели и дизели были значительно усовершенствованы и получили широкое распространение как транспортные силовые установки.

Массовое производство и применение двигателей внутреннего сгорания в свою очередь потребовало тщательного изучения процессов, протекающих в них, с целью улучшения мощностных, экологических и экономических показателей, получения более простых и технологичных конструкций. Для этого необходимо было разработать теорию рабочих процессов в поршневых двигателях. В 1906 г. В.И. Гриневецкий разработал метод расчета цикла ДВС, который впоследствии был развит и дополнен Н.Р. Брилингом, Е.К. Мазингом, Б.С. Стечкиным [2, 3].

Однако сложность протекающих в поршневых двигателях процессов требует их дальнейшего изучения, а теория двигателей – уточнения. В России был создан ряд новых высокоэкономичных, экономичных, облегченных и долговечных конструкций автомобильных двигателей. Тем не менее, по многим показателям они значительно уступают зарубежным двигателям.

Основные потребители ДВС – автомобили и тракторы – работают, как правило, в сложных, непрерывно изменяющихся эксплуатационных условиях, которые обуславливают требования, предъявляемые к поршневым двигателям (снижение выброса вредных веществ с отработавшими газами, удельный расход топлива, быстроходность, приспособляемость, запас крутящего момента и т.п.). Кроме того, увеличение частоты вращения коленчатого вала ДВС привело к необходимости разработать динамическую теорию кривошипно-шатунного механизма (КШМ). Начало этих исследований заложены в работах Ж. Понселе (1829 г.), И. Радингера (1870 г.), Г. Гюльднера (1907 г.), Г. Дуббеля (1829 г.) и др. В нашей стране наибольшее развитие эти вопросы нашли в трудах Ф.А. Брикса (1931 г.), Л.К. Мартенса (1932 г.), А.В. Страхова (1935 г.), Е.Д. Львова (1936 г.), Л.В. Клименко и С.И. Струковского (1937 г.), Л.И. Кириченко (1938 г.), И.Ш. Неймана (1940 г.) и др. Теорию обобщенного КШМ разработал Ф.Ф. Симаков (1954 г.) [4-6]. В 1962 г. П.А. Истомин

защитил докторскую диссертацию на тему «Обобщенный метод анализа кривошипно-шатунных механизмов двигателей». Им проведены важные исследования по динамике кривошипно-шатунных механизмов поршневых двигателей, крутильным колебаниям судовых валопроводов с ДВС, виброактивности судовых ДВС.

Формирование отечественной научной школы «Двигатели внутреннего сгорания» следует отнести к 1906-1907 гг. в ИМТУ (сейчас МГТУ им. Н.Э. Баумана), где под руководством В.И. Гриневецкого были созданы первые экспериментальные установки с двигателями внутреннего сгорания и начато исследование рабочих процессов этих машин. К работе были привлечены Е.М. Мазинг, Н.Р. Брилинг и др. Н.Р. Брилинг развернул научную и проектную работу в области легкого транспортного двигателестроения (в том числе и авиационного). Среди учеников Н.Р. Брилинга могут быть названы академики В.Я. Климов, А.А. Микулин, Б.С. Стечкин, Е.А. Чудаков, генеральные конструкторы авиационных двигателей А.Д. Швецов, В.А. Добрынин [4]. Силами преподавателей и научных сотрудников кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана изданы уникальные многотомные учебники по ДВС, выдержавшие несколько изданий. На кафедре подготовлено свыше 3000 высококвалифицированных специалистов, многие из которых стали главными конструкторами и руководителями двигателестроительных предприятий, руководителями кафедр «Двигатели внутреннего сгорания».

Классификация автомобильных и тракторных двигателей. Применяемые на автомобилях и тракторах поршневые двигатели внутреннего сгорания классифицируются по следующим основным признакам.

1. По виду применяемого топлива: а) двигатели, работающие на жидких топливах (бензине, керосине, лигроине, дизельном топливе); б) двигатели, работающие на газообразных топливах (естественном, сжатом, сжиженном, генераторном газе).

2. По способу осуществления рабочего цикла: а) двухтактные, в которых полный рабочий цикл в одном цилиндре осуществляется за два такта (хода поршня), т. е. за один оборот коленчатого вала; б) четырехтактные, в которых полный рабочий цикл в одном цилиндре осуществляется за четыре такта, т. е. за два оборота коленчатого вала.

3. По способу смесеобразования: а) с внешним смесеобразованием (бензиновые с впрыскиванием бензина во впускной трубопровод и газовые); б) с внутренним смесеобразованием (дизели и двигатели с впрыскиванием легких топлив в цилиндры).

4. По способу воспламенения рабочей смеси: а) с принудительным зажиганием смеси (двигатели с впрыскиванием легких топлив и газовые); б) с воспламенением топлива от сжатия (дизели).

5. По числу и расположению цилиндров: а) одноцилиндровые, двухцилиндровые и т.

д.; б) однорядные (вертикальные и горизонтальные); в) двухрядные (V-образные и оппозиционные).

6. По способу охлаждения цилиндров: а) с жидкостным охлаждением; б) с воздушным охлаждением.

Двигатель выбирается сообразно назначению (для автомобиля, трактора и т.п.) и с учетом максимального удовлетворения предъявленных к нему требований по мощности, экономичности, экологическим показателям, габаритам, массе, надежности, применяемому топливу и др. На современных автомобилях устанавливаются поршневые бензиновые двигатели и дизели, а на тракторах и комбайнах – в основном дизели.

Основные понятия и определения. Механизмы, применяемые в двигателях внутреннего сгорания разнообразны: рычажные, кулачковые, зубчатые, винтовые с гидравлическими, электрическими и пневматическими устройствами и многие другие. Наиболее широко используется преобразование возвратно-поступательного движения поршня во

вращательное движение коленчатого вала, осуществляемое кривошипно-шатунным механизмом. Мертвыми точками (их часто называют точками минимального или максимального объема рабочего тела [7]) называются такие положения поршня в цилиндре, при котором расстояние его от оси коленчатого вала достигает максимума или минимума (продольные оси кривошипа и шатуна совпадают). В мертвых точках поршень меняет направление своего движения. Положение поршня, при котором он максимально удален от оси коленчатого вала, называется верхней мертвой точкой (ВМТ) (рис. 1). В работе [9] рекомендуется называть ее внутренней мертвой точкой (в случае, если цилиндр двигателя не расположен вертикально). Положение поршня, при котором он минимально удален от оси коленчатого вала, называется нижней мертвой (наружной мертвой) точкой (НМТ).

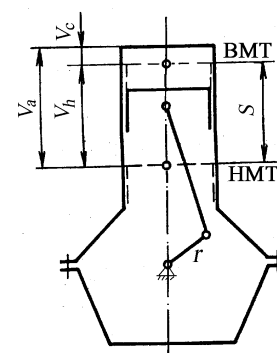


Рис.1. Схема поршневого двигателя внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным механизмом

Расстояние вдоль оси цилиндра между верхней и нижней мертвыми точками (путь поршня) называется ходом поршня $S = 2r$.

Расстояние от оси шатунной шейки коленчатого вала до оси коренной шейки называется радиусом кривошипа r .

Объем, освобождаемый поршнем при движении его от ВМТ до НМТ, называется рабочим объемом цилиндра V_h :

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S,$$

где D – диаметр цилиндра.

Сумма рабочих объемов всех цилиндров двигателя, выраженная в литрах, называется литражом двигателя V_n :

$$V_n = i_{\text{ц}} V_h = i_{\text{ц}} \frac{\pi D^2}{4} S,$$

где $i_{\text{ц}}$ – число цилиндров двигателя.

Объем над поршнем при его положении в ВМТ называется объемом камеры сгорания V_c .

Объем, образованный над поршнем при его положении в НМТ, называется полным объемом цилиндра V_a : $V_a = V_c + V_h$.

Отношение полного объема цилиндра V_a к объему камеры сгорания V_c называется степенью сжатия ε :

$$\varepsilon = V_a / V_c \dots$$

Степень сжатия показывает, во сколько раз уменьшается объем рабочей смеси (или воздуха) при перемещении поршня от НМТ до ВМТ.

Воздух (или горючая смесь), поступившая в цилиндр за один рабочий цикл, называется свежим зарядом. Продукты сгорания, оставшиеся в цилиндре после выпуска, называются остаточными газами. Смесь свежего заряда с остаточными газами называется рабочим смесью.

Остаточные газы – продукты сгорания, остающиеся в цилиндре двигателя после завершения одного рабочего цикла и участвующие в следующем цикле. Отработавшие газы – газы, удаляемые из цилиндра в процессе выпуска и продувки.

Газы, с помощью которых в цилиндре двигателя осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую работу (осуществляется рабочий цикл), называется рабочим телом.

Рабочий цикл двигателя – комплекс последовательных процессов, периодически повторяющийся в каждом рабочем цилиндре и обуславливающий работу двигателя. Расчетный цикл двигателя – условный цикл двигателя, построенный на основе одного из термодинамических циклов с учетом особенностей соответственного рабочего цикла.

Общие сведения. При расчете цикла двигателя внутреннего сгорания определяются основные параметры и размеры его (давление, литраж, диаметр цилиндра, ход поршня), обеспечивающие получение заданной эффективной мощности и крутящего момента на номинальном режиме. Имея эти данные, можно рассчитать размеры основных деталей двигателя, гарантирующие его работоспособность, прочность, надежность и требуемый срок службы. Такой расчет может быть сделан лишь в результате кинематического и динамического анализа работы двигателя.

Динамика двигателей предусматривает изучение четырех основных вопросов:

- кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма;
- динамический анализ кривошипно-шатунного механизма;
- анализ уравновешенности поршневых двигателей и основные методы уравновешивания их;
- анализ крутильных колебаний коленчатого вала и методы их гашения.

Кинематический анализ позволяет выявить законы движения деталей кривошипно-шатунного механизма при известном законе движения кривошипа (коленчатого вала).

Динамический анализ дает возможность получить расчетные формулы для определения величины и характера изменения сил, действующих в основных деталях двигателя при его работе.

Анализ уравновешенности от сил инерции необходим для исследования колебаний двигателя на подвеске.

Расчет и анализ крутильных колебаний коленчатого вала помогает выявить резонансные скоростные режимы работы двигателя еще на стадии проектирования с целью избежания возможности их возникновения в рабочем диапазоне частот вращения вала.

Следует отметить, что излагаемый материал по динамике поршневых двигателей (следовательно, и все расчетные зависимости) справедлив для случая работы их на установившемся скоростном режиме, т.е. угловая частота вращения коленчатого вала $\omega = \text{const}$. Автомобильные и тракторные двигатели значительную часть времени работают на переходных скоростных режимах, для которых величина и характер изменения нагрузок на детали будут существенно отличаться. Это является одной из причин введения конструкторами значительных запасов прочности при расчете и конструировании основных деталей двигателя.

В автомобильных и тракторных двигателях применяются в основном следующие три конструктивные схемы кривошипно-шатунного механизма (КШМ) (рис. 2): а) центральный КШМ, у которого ось цилиндра пересекается с осью коленчатого вала; б) смещенный КШМ, у которого

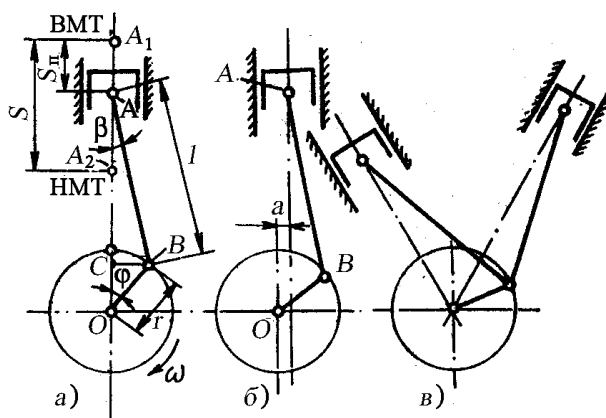


Рис. 2. Основные конструктивные схемы кривошипно-шатунных механизмов автомобильных и тракторных двигателей

ось цилиндра смещена относительно оси коленчатого вала на величину a ; в) I-образный

КШМ (в том числе с прицепным шатуном), у которого два шатуна, работающие на левый и правый цилиндры, размещены на одном кривошипе коленчатого вала.

В Германии фирма Nearder Motors разработала дизель, пригодный для установки на легкие транспортные средства, принципиально новой схемы: каждый поршень через два шатуна вращал два жестко соединенных между собой коленчатых валов (рис. 3). Валы соединялись между собой шестернями и вращались относительно друг друга в противоположные стороны. Как будет показано ниже, разработанные одно- и двухцилиндровые дизели по уровню вибрации превосходили четырехцилиндровые двигатели из-за полной уравновешенности, которую легко было осуществить из-за наличия двух валов. Кроме того, этот дизель экономичней двигателя с обычным КШМ на 12 % из-за уменьшения механических потерь в цилиндропоршневой группе. Фирма разработала не только одноцилиндровые, но и двух-, но и трехцилиндровые дизели, мощностью от 18,5 до 147 кВт для установки на мотоциклы.



Рис. 3. Конструкция дизеля с двумя жестко соединенными валами

Однако, наибольшее распространение в автомобильных и тракторных двигателях получил центральный КШМ.

Выполним кинематический и динамический анализы работы указанных схем КШМ, необходимые для определения величины и характера изменения сил, возникающих в его элементах при работе двигателя.

Задачей кинематического анализа КШМ является установление законов движения поршня и шатуна при известном законе движения кривошипа.

При выводе основных закономерностей предполагаем, что вращение коленчатого вала осуществляется с постоянной угловой скоростью ($\omega = \text{const}$) не только в течение длительного времени, но и одного оборота. Такое допущение для современных быстроходных многоцилиндровых двигателей вполне реально, так как колебания угловой скорости вращения коленчатого вала в течение одного оборота, вызываемые неравномерностью крутящего момента, при установившемся скоростном режиме работы двигателя незначительны.

При $\omega = \text{const}$ угол поворота вала пропорционален времени, что позволяет все кинематические величины выразить как функции одного аргумента — угла φ . Зависимость между углом поворота коленчатого вала φ и временем t выражается формулой

$$\varphi = (360n/60)t = 6nt, \text{ град,}$$

где n — частота вращения вала в минуту.

Примем следующие обозначения (рис. 2): φ — угол поворота кривошипа в рассматриваемый момент времени, отсчитываемый от оси цилиндра в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке. Для центрального КШМ: при $\varphi = 0$ поршень занимает крайнее положение A_1 – ВМТ, при $\varphi = 180^\circ$ поршень занимает положение A_2 – НМТ; β – угол отклонения оси шатуна в плоскости его качания в сторону от оси цилиндра (отклонение в направлении вращения вала считается положительным, а в противоположном – отрицательным); $\omega = \pi n/30$ – угловая скорость вращения кривошипа; $r = OB$ – радиус кривошипа (расстояние между осями коренной и шатунной шеек кривошипа); $l = AB$ — длина шатуна (расстояние между осями поршневой и кривошипной головок шатуна); $\lambda = r/l$ – безразмерный параметр КШМ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна). Значение этого параметра для автомобильных и тракторных двигателей находится в пределах $1/3 \dots 1/4$, (т. е. $0,31 \dots 0,24$); $S = 2r = A_1A_2$ — полный ход поршня.

Блок 2 (4 часа). Динамика кривошипно-шатунного механизма. Общие сведения. Массы движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма и их приведение. Силы инерции кривошипно-шатунного механизма. Силы давления газов. Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме. Суммарные силы, действующие в дезаксиальном кривошипно-шатунном механизме со сдвоенными кинематическими связями.

Цель лекций по этому блоку – освоение студентами основных понятий и методов определения сил и моментов, возникающих в кривошипно-шатунном механизме поршневого двигателя.

Этот блок охватывает главу 2 учебного пособия [1 или 2], с. 30-43. Для самостоятельного изучения рекомендуется пп. 1.1– 1.5.

Особое внимание следует обратить на причину появления сил в кривошипно-шатунном механизме. При работе двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы от давления газов в цилиндре, силы инерции движущихся масс механизма, силы трения и силы полезного сопротивления на валу двигателя.

Силы инерции масс двигателя, движущихся с переменными по величине и направлению скоростями, возникают в двигателе как при холостом ходе, так и при работе его под нагрузкой. Для некоторых деталей двигателя эти силы являются основными расчетными силами.

Силы инерции движущихся масс КШМ в свою очередь разделяются на три группы:

- силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно;
- силы инерции вращающихся масс;
- силы инерции масс, совершающих сложное движение.

Анализ сил, действующих в КШМ, необходим для проведения расчета элементов

двигателя на прочность, определения нагрузок на подшипники, анализа крутильных колебаний коленчатого вала и других расчетов.

Поскольку при определении сил инерции необходимо знать массы движущихся деталей КШМ, то особое внимание следует обратить на п.п. 2.2, та как на лабораторных работах студенты экспериментально определяют распределение масс шатуна по головкам – поршневой и кривошипной.

Для определения величины сил инерции, возникающих в результате движения частей КШМ, необходимо предварительно найти соответствующие массы. При этом для упрощения динамического расчета приходится заменять действительные массы движущихся частей системой масс, динамически эквивалентной реальной системе.

Необходимо показать, что приведенные значения удельных конструктивных масс $m' = m / F_{\pi}$, кг/м², взятые из [1, 2] – приближенные, поэтому студентам даются двигатели-прототипы, по которым можно уточнить эти значения.

Таблица 4
Значения удельных конструктивных масс $m' = m / F_{\pi}$, кг/м²

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Бензиновые двигатели $D = 60 \dots 100$ мм	Дизели $D = 80 \dots 120$ мм
Поршневая группа m_{π}^{*} :		
поршень из алюминиевого сплава	80...100	150...300
чугунный поршень	150...200	250...400
Шатун $m_{ш}^{***}$:	100...200	250...400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов $m_{к}^{****}$:		
стальной кованый вал (сплошные шатунные шейки)	150...200	200...400
чугунный литой вал (полые шатунные шейки)	100...200	150...300

Примечания: * Большие величины соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндров.

** Меньшие величины следует брать для двигателей с $S/D \leq 1$.

*** Большие величины соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра D и V -образным двигателям с двумя шатунами на шейке. Меньшие величины – двигателям, у которых $S/D \leq 1$.

Перед началом следующей лекции рекомендуется провести проверку усвоения прочитанного материала.

СИЛЫ ИНЕРЦИИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

В соответствии с принятой двухмассовой системой, динамически замещающей кривошипно-шатунный механизм, силы инерции движущихся масс сводятся к двум силам: силе инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j и центробежной силе инер-

ции вращающихся масс K_r .

Для центрального КШМ сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяется как произведение массы m_j на ускорение поршня, взятое с обратным знаком, по формуле:

$$P_j = -m_j j_{\text{п}} = -m_j r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (30)$$

или, если обозначить $(-m_j r \omega^2) = C$, то

$$P_j = C(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = C \cos \varphi + \lambda C \cos 2\varphi = P_{j1} + P_{j2}, \quad (31)$$

т. е. сила инерции P_j может быть представлена в виде суммы сил инерции первого и второго порядков, изменяющихся по гармоническому закону в зависимости от угла поворота кривошипа.

Сила инерции P_j , действует вдоль оси цилиндра и считается *положительной*, если она направлена к оси коленчатого вала (к НМТ), и *отрицательной*, если направлена в противоположную сторону (к ВМТ). Изменение направления действия силы инерции происходит при угле поворота кривошипа, для которого ускорение поршня равно нулю.

Основные экстремальные значения силы инерции P_j , так же как и ускорения поршня $j_{\text{п}}$ имеют место в ВМТ и НМТ. В ВМТ абсолютная величина силы инерции достигает максимума $P_{j\text{max}} = C(1 + \lambda)$; в НМТ она меньше, $P_{j\text{max}} = C(1 - \lambda)$.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в системе кривошипного механизма проявляется в виде *свободной силы* P'_j (рис. 19), которая действует вдоль оси цилиндра и равна силе P_j , переменной по величине и по знаку. Сила P'_j передается через коренные подшипники картеру и, не будучи уравновешенной внутри механизма, *воздействует на опоры двигателя* (т. е. уравновешивается реакциями опор).

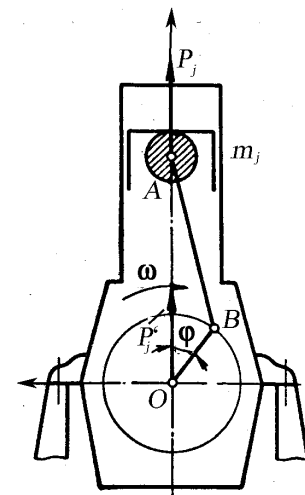


Рис. 19. Свободная сила от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс

В дальнейшем для удобства исследования уравновешенности сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс двигателя силы инерции первого и второго порядков анализируются отдельно. Для быстрого определения величин и направления этих сил для любого угла φ можно воспользоваться методом вращающихся векторов, заключающимся в следующем.

Сила P_{j1} определяется как проекция на ось цилиндра изображающего вектора $C = -m_j r \omega^2$ (рис. 20а), вращающего с угловой скоростью ω (угловая скорость коленчатого вала).

Сила P_{j2} определяется как проекция на ось цилиндра вектора $\lambda C = -\lambda m_j r \omega^2$ (рис. 20б), вращающего с удвоенной угловой скоростью 2ω .

Наглядное представление об изменении величины и знака сил инерции P_{j1} и P_{j2} дают их кривые, изображенные в полярных координатах (рис. 20).

Центробежная сила инерции K_r от вращающихся масс кривошипного механизма определяется по формуле

$$K_r = K_{r_k} + K_{r_{m_2}} = m_k r \omega^2 + m_2 r \omega^2 = (m_k + m_2) r \omega^2 = m_r r \omega^2 \quad (32)$$

все время направлена по радиусу кривошипа, постоянна по величине и приложена к центру B шатунной шейки колена (рис. 21).

Перенесем силу K_r по линии ее действия в центр O вала, обозначим K_r' и разложим на две составляющие по координатным осям:

$$\left. \begin{aligned} K_{rx} &= -m_r r \omega^2 \cos \varphi, \\ K_{ry} &= m_r r \omega^2 \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

Эти проекции гармонически меняются в зависимости от угла поворота коленчатого вала и, не будучи уравновешены внутри механизма, воздействуют через подшипники вала на картер и передаются опорам двигателя.

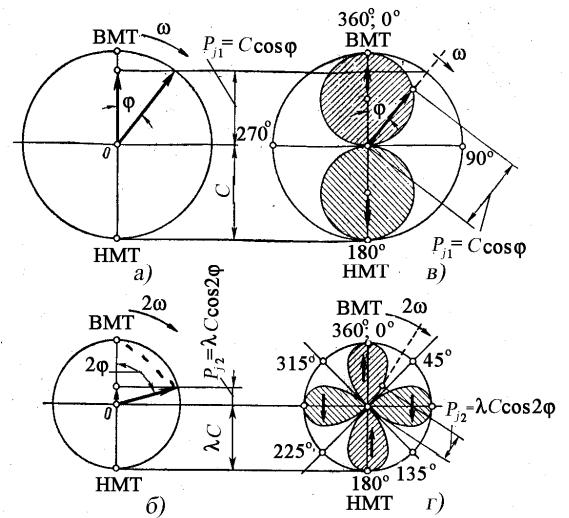


Рис. 20. Векторный метод определения сил инерции первого и второго порядков: а и б – векторные диаграммы; в и г – кривые изменения сил инерции в полярных координатах

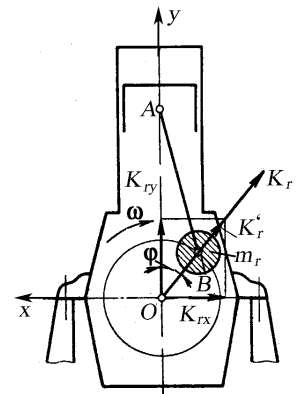


Рис. 21. Центробежная сила инерции вращающихся масс

Вопросы для самопроверки

1. Почему действительную массу шатуна заменяют приведенными массами, сосредоточенными в центрах поршневой и кривошипной головок, соответственно?
2. Почему момент инерции приведенной двухмассовой системы шатуна не равен

действительному моменту инерции шатуна ? Какую погрешность это вызывает?

3. Какими способами можно определить центр масс изготовленного шатуна?

4. Отличается ли приведенная масса щеки от действительной?

5. Какая часть масс кривошипно-шатунного механизма совершает вращательное движение?

6. Какая часть масс кривошипно-шатунного механизма совершает возвратно-поступательное движение?

7. Как выбираются массы деталей кривошипно-шатунного механизма на этапе проектирования?

Блок 3 (4 часа). Усилия, действующие на шатунные шейки кривошипа и шатунный подшипник. Усилия, действующие на коренные шейки коленчатого вала и коренной подшипник. Определение реакций, действующих на коренные шейки.

Цель лекций для этого блока – определение усилий, действующих в кривошипно-шатунном механизме поршневого двигателя

Этот блок охватывает главу 2 учебных пособий [1, 2]. Для самостоятельного изучения рекомендуется пп. 2.7; 2.8.

В соответствии с принятой двухмассовой системой для шатуна, динамически замещающей кривошипно-шатунный механизм, силы инерции движущихся масс сводятся к двум силам: силе инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j и центробежной силе инерции вращающихся масс K_r .

Сила инерции P_j , действует вдоль оси цилиндра и считается *положительной*, если она направлена к оси коленчатого вала (к НМТ), и *отрицательной*, если направлена в противоположную сторону (к ВМТ). Изменение направления действия силы инерции происходит при угле поворота кривошипа, для которого ускорение поршня равно нулю.

Основные экстремальные значения силы инерции P_j , так же как и ускорения поршня $j_{\text{п}}$ имеют место в ВМТ и НМТ. В ВМТ абсолютная величина силы инерции достигает максимума $P_{j_{\text{max}}} = C(1 + \lambda)$; в НМТ она меньше, $P_{j_{\text{max}}} = C(1 - \lambda)$.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в системе кривошипно-шатунного механизма проявляется в виде *свободной силы* P_j' , которая действует вдоль оси цилиндра и равна силе P_j , переменной по величине и по знаку. Сила P_j' передается через коренные подшипники картеру и, не будучи уравновешенной внутри механизма, *воздействует на опоры двигателя* (т. е. уравновешивается реакциями опор).

В дальнейшем для удобства исследования уравновешенности сил инерции возвратно-

поступательно движущихся масс двигателя силы инерции первого и второго порядков анализируются отдельно. Для быстрого определения величин и направления этих сил для любого угла φ можно воспользоваться методом вращающихся векторов, заключающимся в следующем. Сила P_{j1} определяется как проекция на ось цилиндра изображающего вектора $C = -m_j r \omega^2$ (рис. 20а), вращающего с угловой скоростью ω (угловая скорость коленчатого вала).

Сила P_{j2} определяется как проекция на ось цилиндра вектора $\lambda C = -\lambda m_j r \omega^2$, вращающего с удвоенной угловой скоростью 2ω .

Сила давления газов в цилиндре в зависимости от хода поршня определяются из индикаторной диаграммы в координатах $p-v$, построенной по данным расчета цикла двигателя: a – конец такта впуска; ac – такт сжатия; $c'z$ – такт сгорания; zb – расширения; br – выпуска; z – теоретическая точка конца сгорания; z_d – действительная точка конца сгорания (рис. 22).

Действующая по оси цилиндра сила давления газов P_{Γ} на поршень определяется по формуле

$$P_{\Gamma} = (p_{\Gamma} - p_0)F_{\Pi}, \quad (33)$$

где p_{Γ} – давление газов в цилиндре {давление над поршнем}, МПа; p_0 – давление под поршнем, т. е. давление в картере двигателя (для четырехтактных двигателей с вентиляцией картера принимается равным атмосферному давлению, а для двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой равным давлению продувки), МПа; F_{Π} – площадь поршня (поперечного сечения цилиндра), m^2 .

Поскольку давление газов в цилиндре p_{Γ} является величиной переменной, то сила давления газов P_{Γ} представляет переменную величину $P_{\Gamma} = f(s_{\Pi})$ или $P_{\Gamma} = f(\varphi)$.

Развернутая индикаторная диаграмма в соответствующем масштабе представляет график выражения (33), т. е. график силы давления газов в зависимости от угла поворота кривошипа $P_{\Gamma} = f(\varphi)$. Она строится с использованием, например, программ Microsoft Excel или разработанной на кафедре программы Dinn. Такая диаграмма необходима для динамического расчета двигателя, а также для расчета на прочность его деталей.

Динамические нагрузки на детали КШМ обуславливаются совместным действием

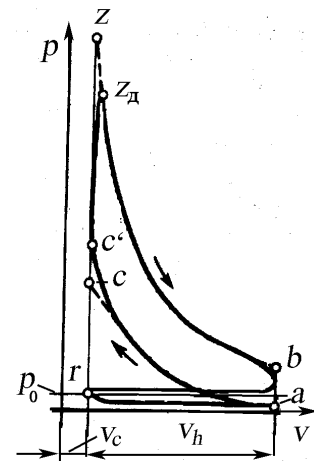


Рис. 22. Индикаторная диаграмма бензинового двигателя

сил давления газов на поршень и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс. Поэтому динамический расчет двигателя на расчетном режиме его работы производится исходя из действия суммарных сил. Исходной при этом является суммарная сила P_s , действующая на поршневой палец вдоль оси цилиндра, которая представляет алгебраическую сумму сил P_r и P_j :

$$P_s = P_r + P_j.$$

Для проверки усвоения студентами материала лекции рекомендуется провести опрос.

Вопросы для самопроверки

1. Как представляются силы инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
2. Как действует сила инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
3. Чем уравнивается сила инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
4. Как определяется сила инерции первого порядка масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
5. Как определяется сила инерции второго порядка масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
6. На какие детали двигателя воздействуют центробежные силы инерции?
7. Почему при расчетах необходима развернутая индикаторная диаграмма?
8. Почему строят графики не самих сил, а их отношения к площади поршня?
9. Почему газовые силы на режиме максимального крутящего момента превышают газовые силы на режиме максимальной частоты вращения холостого хода?
10. На каком режиме необходимо находить нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма?
11. Чем определяется величина боковой силы N и какое отрицательное влияние ее на работу кривошипно-шатунного механизма?
12. От чего зависит величина силы S , действующей вдоль шатуна?
13. Влияет ли на величину силы T силы инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
14. От чего зависит величина крутящего момента $M_{кр}$?
15. Как возникает опрокидывающий момент $M_{опр}$ и можно ли его уравновесить?

Блок 4 (6 часа). Программа динамического расчета кривошипно-шатунного механизма и построение полярной диаграммы нагрузок на коренные шейки. Табличный метод построения полярной диаграммы нагрузок на коренные шейки. Крутящий момент многоцилиндрового двигателя и моменты, скручивающие шейки вала. Набегающие моменты. Влияние параметров кривошипно-шатунного механизма на показатели двигателя. Ударные нагрузки в кривошипно-шатунном механизме.

Цель лекций для этого блока – показать возможности программы динамического расчета кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей, а также принцип выбора исходных данных.

Этот блок охватывает главу 2 учебных пособий [1, 2]. Для самостоятельного изучения рекомендуется пп. 2.7; 2.9.

При расчетах каждого кривошипа выбирается следующая система координат: начало координат располагается в левом сечении на оси коренной шейки КВ, ось x направлена влево перпендикулярно плоскости первого кривошипа (если смотреть с носка, когда поршень первого кривошипа находится в ВМТ), ось y – вверх (расположена в плоскости первого кривошипа, когда поршень находится в ВМТ), а z – вдоль оси вала [7-10].

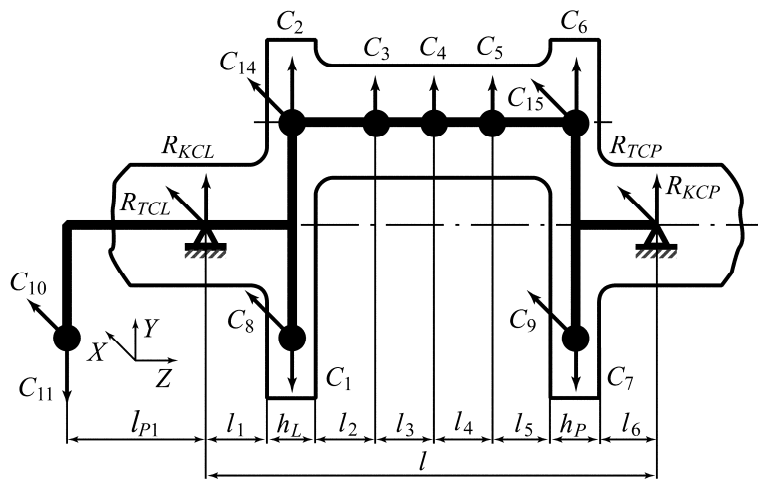
Для определения реакций по оси y от центробежных сил и по оси x необходимо каждое колено рассматривать в положении верхней мертвой точки такта впуска. Для крайних колен учитывается также влияние внешних противовесов (установленных не на продолжении щек коленчатого вала), если они имеются, например, для уравновешивания сил инерции первого порядка или их моментов. Таким образом, возможны три варианта расчетных схем: для первого колена, промежуточного и последнего.

Все обозначения, координатные оси, размерная цепь колена, а также положительные направления центробежных сил и реакций показаны на рис. 34.

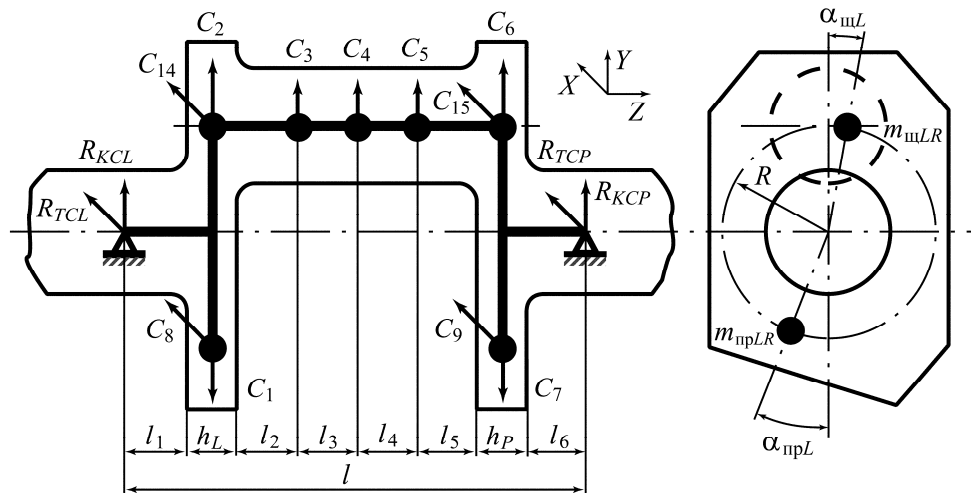
Принимаем следующие обозначения сил и размерных цепей, указанных на рис. 34:

$C_1 = m_{\text{пр}LR} r \omega^2 \cos \alpha_{\text{пр}L}$ – составляющая центробежной силы инерции левого противовеса, направленная по оси y ; $m_{\text{пр}LR}$ – приведенная масса его; $\alpha_{\text{пр}L}$ – угол между направлением центробежной силы и осью y ; $C_2 = m_{\text{щ}LR} r \omega^2 \cos \alpha_{\text{щ}L}$ – составляющая центробежной силы левой щеки, направленная вдоль оси y ; $m_{\text{щ}LR}$ – приведенная масса левой щеки; $\alpha_{\text{щ}L}$ – угол между направлением центробежной силы приведенной массы щеки и осью y ; $C_3 = m_{2L} r \omega^2$ – центробежная сила инерции массы левого шатуна, отнесенной к кривошипу; m_{2L} – часть массы левого шатуна, отнесенного к оси шатунной шейки; $C_4 = m_{\text{ш.ш.}} r \omega^2$ – центробежная сила инерции массы шатунной шейки; $m_{\text{ш.ш.}}$ – масса ша-

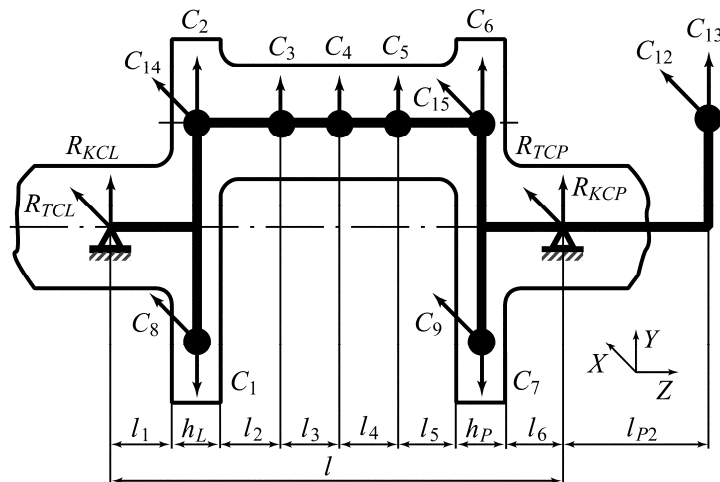
тунной шейки; $C_5 = m_{2P}r\omega^2$ – центробежная сила инерции массы правого шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки (для рядных двигателей $C_5 = 0$); m_{2P} – часть массы правого шатуна, отнесенного к оси шатунной шейки; $C_6 = m_{щPr}r\omega^2 \cos \alpha_{щP}$ – составляющая по оси y центробежной силы правой щеки; $m_{щPr}$ – приведенная масса левой щеки; $\alpha_{щP}$ – угол между направлением центробежной силы массы щеки и осью y ; $C_7 = m_{прPr}r\omega^2 \cos \alpha_{прP}$ – составляющая центробежной силы массы правого противовеса, направленная по оси y ; $m_{прPr}$ – приведенная масса его; $\alpha_{прP}$ – угол между направлением центробежной силы и осью y ; $C_8 = m_{прL}r\omega^2 \sin \alpha_{прL}$ – составляющая центробежной силы массы левого противовеса, направленная по оси x ; $C_9 = m_{прP}r\omega^2 \sin \alpha_{прP}$ – составляющая центробежной силы массы правого противовеса, направленная по оси x ; $C_{10} = C_{12} = m_{впр}r\omega^2 \sin \alpha_{впр}$ – составляющие центробежных сил масс внешних противовесов, направленные по оси x ; $m_{впр}$ – массы внешних противовесов; $\alpha_{впр}$ – угол между направлением центробежной силы и осью y ; $C_{11} = C_{13} = m_{впр}r\omega^2 \cos \alpha_{впр}$ – составляющие центробежных сил внешних противовесов, направленные по оси y ; $C_{14} = m_{щLr}r\omega^2 \sin \alpha_{щL}$ – составляющая центробежной силы левой щеки, направленная вдоль оси x ; $C_{15} = m_{щPr}r\omega^2 \sin \alpha_{щP}$ – составляющая по оси x центробежной силы правой щеки; l_{P1} – расстояние от точки приложения массы внешнего противовеса (неуравновешенной массы на носке коленчатого вала) до середины левой коренной шейки; l_1 – расстояние от середины левой коренной шейки (для всех трех расчетных схем, см. рис. 34) до левой щеки; h_L – толщина левой щеки; l_2, l_5 – расстояние от левой, правой щеки до осевой линии левого, правого шатуна, соответственно; l_3, l_4 – расстояние от осевой линии левого, правого шатуна до середины шатунной шейки, соответственно (для рядного двигателя $l_3 = l_4 = 0$); h_P – толщина правой щеки; l_6 – расстояние от правой щеки до середины правой коренной шейки (рис. 4.4); $l = l_1 + h_L + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + h_P + l_6$; l_{P2} – расстояние от середины последней коренной шейки до точки приложения центробежной силы внешнего противовеса (например, до середины маховика, если неуравновешенная масса расположена на маховике).



а)



б)



в)

Рис. 34. Расчетные схемы для определения реакций от центробежных сил инерции: а – для первого кривошипа; б – для промежуточных кривошипов; в – для последнего кривошипа

Составляя уравнение моментов всех действующих сил относительно левой опоры, находят реакции на правой опоре R_{KCP} и R_{TCP} (индекс P) только от центробежных сил неуравновешенных масс кривошипа (без учета центробежных сил инерции внешних противовесов):

- в плоскости кривошипа (по оси y)

$$R_{KCP} = \frac{(C_1 - C_2)(l_1 + h_L/2) - C_3(l_1 + l_2 + h_L) - C_4(l_1 + l_2 + l_3 + h_L)}{l} + \frac{-C_5(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + h_L) - (C_6 - C_7)(l_1 + h_L + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + h_P/2)}{l}; \quad (44)$$

- перпендикулярно плоскости кривошипа (по оси x)

$$R_{TCP} = -\frac{(C_8 + C_{14})(l_1 + h_L/2) + (C_9 + C_{15})(l_1 + h_L + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + h_P/2)}{l}. \quad (45)$$

Составляя уравнение моментов относительно правой опоры, определяют реакции R_{KCL} и R_{TCL} только от центробежных сил на левой опоре (индекс L):

- в плоскости кривошипа

$$R_{KCL} = \frac{(C_7 - C_6)(l_6 + h_P/2) - C_5(l_5 + l_6 + h_P) - C_4(l_4 + l_5 + l_6 + h_P)}{l} + \frac{-C_3(l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P) - (C_2 - C_1)(l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P + h_L/2)}{l}; \quad (46)$$

- перпендикулярно плоскости кривошипа

$$R_{TCL} = -\frac{(C_9 + C_{15})(l_6 + h_P/2) + (C_8 + C_{14})(h_L/2 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P)}{l}. \quad (47)$$

Для полностью уравновешенного кривошипа реакции от центробежных сил отсутствуют.

Если в конструкции коленчатого вала имеются внешние противовесы, то для первого и последнего колена реакции от центробежных сил определяются со следующими поправками, учитывающими силы инерции внешних противовесов (см. формулы (44) – (47)):

- для первого колена:

$$R_{KCP}^{(1)} = R_{KCP} - \frac{C_{11}l_{P1}}{l}; \quad R_{TCP}^{(1)} = R_{TCP} - \frac{C_{10}l_{P1}}{l}; \quad (48)$$

$$R_{KCL}^{(1)} = R_{KCL} + \frac{C_{11}(l_{P1} + l)}{l}; \quad R_{TCL}^{(1)} = R_{TCL} + \frac{C_{10}(l_{P1} + l)}{l}$$

- для последнего колена (n -го):

$$R_{KCP}^{(n)} = R_{KCP} + \frac{C_{13}(l_{P2} + l)}{l}; \quad R_{TCP}^{(n)} = R_{TCP} - \frac{C_{12}(l_{P2} + l)}{l}; \quad (49)$$

$$R_{KCL}^{(n)} = R_{KCL} - \frac{C_{13}l_{P2}}{l}; \quad R_{TCL}^{(n)} = R_{TCL} + \frac{C_{12}l_{P2}}{l}$$

Отметим, что внешние противовесы вызывают на крайних опорах КВ моменты, которые учитываются при использовании уравнений трех или пяти моментов для расчета коленчатых валов.

Полученные зависимости позволяют определить реакции по направлению осей x (реакции в этом направлении обозначаем индексом T) и y (реакции имеют индекс K) на левой и правой опорах от действия только центробежных сил инерции.

Для определения реакций на коренные шейки коленчатого вала от газовых и инерционных сил, а также масс, совершающих возвратно-поступательное движение, необходимо рассмотреть реакции от сил K_i и T_i на левой и правой опорах каждого колена. На рис. 35 приведена расчетная схема колена с приложенными нагрузками. Для рядного двигателя (на шатунной шейке расположен один шатун) $K_2 = T_2 = 0, l_3 = l_4 = 0$.

Составляя уравнение моментов относительно левой опоры, можно определить реакции на правой опоре:

$$R_{KP} = \frac{K_1(l_1 + l_2 + h_L) + K_2(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + h_L)}{l}; \quad (50)$$

$$R_{TP} = \frac{T_1(l_1 + l_2 + h_L) + T_2(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + h_L)}{l}, \quad (51)$$

где K_1, K_2 – нормальные силы, действующие на кривошип от левого и правого шатунов (для рядного двигателя $K_2 = 0$), определяемые для каждого кривошипа по формулам (36) или (36a); T_1, T_2 – тангенциальные силы, действующие на кривошип от левого и правого шатунов (для рядного двигателя $T_2 = 0$), определяемые для каждого кривошипа по формулам (37) или (37a).

Составляя уравнения моментов относительно правой опоры, находим реакции на левой опоре:

$$R_{KL} = \frac{K_2(l_5 + l_6 + h_P) + K_1(l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P)}{l}; \quad (52)$$

$$R_{TL} = \frac{T_2(l_5 + l_6 + h_P) + T_1(l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + h_P)}{l}. \quad (53)$$

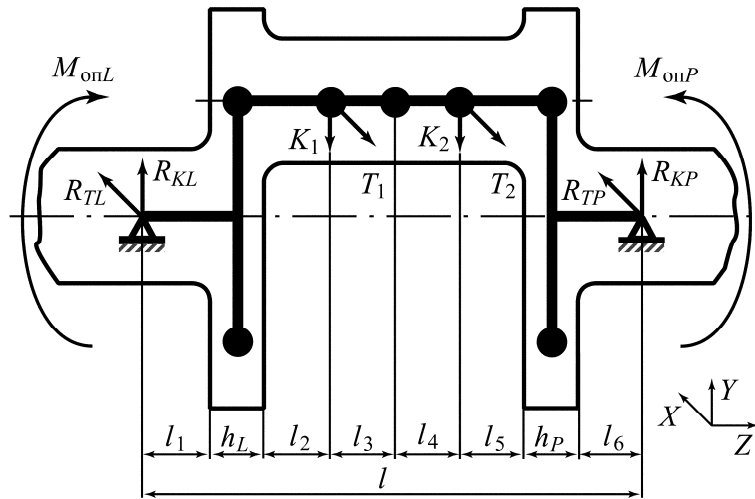


Рис. 35. Расчетная схема для определения реакций от сил K_i и T_i , а также опорных моментов

Кроме того, необходимо учесть также влияние соседних кривошипов, которое передается через опорные сечения в виде опорных моментов, определяемые по уравнениям трех или пяти моментов. Приняв, что на левой опоре действует момент в плоскости кривошипа $M_{оп.KL}$ и $M_{оп.TL}$ – перпендикулярно ей. Пусть на правой опоре в плоскости кривошипа возникает опорный момент $M_{оп.KP}$, а плоскости ей перпендикулярной – $M_{оп.TL}$. Тогда в уравнения для определения реакций вносятся поправки

$$\begin{aligned}
 R_{KMP} &= \pm \frac{M_{оп.KL} - M_{оп.KP}}{l}; & R_{TMP} &= \pm \frac{M_{оп.TL} - M_{оп.TP}}{l}; \\
 R_{KML} &= \pm \frac{M_{оп.KP} - M_{оп.KL}}{l}; & R_{TML} &= \pm \frac{M_{оп.TP} - M_{оп.TL}}{l}.
 \end{aligned} \tag{54}$$

В формуле (54) знак плюс принимается, если опорные моменты на левой опоре направлены по ходу часовой стрелки, а на правой – против.

Реакции R_{xL} , R_{yL} , R_{xP} , R_{yP} на оси x и y от центробежных сил, а также от сил K , T на левой и правой коренных опорах, опорных моментов (см. формулы (44) – (54)) каждого колена суммируются

$$\begin{aligned}
 R_{xL} &= R_{TCL} + R_{TL} + R_{TML}; & R_{xP} &= R_{TCP} + R_{TP} + R_{TMP}; \\
 R_{yL} &= R_{KCL} + R_{KL} + R_{KML}; & R_{yP} &= R_{KCP} + R_{KP} + R_{KMP}.
 \end{aligned} \tag{55}$$

Полученные зависимости позволяют определить опорные реакции и по разрезной схеме, но в этом случае формулы (54) не учитываются. Действительные нагрузки на коренные опоры при расчете по разрезной схеме (например, при выборе подшипников скольжения) можно найти, придерживаясь следующего алгоритма.

Примем, что левее первого колена существует нулевое колено, реакции на коренных опорах которого равны нулю. Для определенности зададим угол γ_i между 1-м и i -м коленами, измеренный от 1-го колена к i -му по часовой стрелке, если смотреть с носка вала.

При принятом направлении осей x и y :

- угол между осью y и реакциями, направленными вдоль плоскости кривошипа любого колена, численно равен γ_i ;
- угол между осью y и реакциями, направленными перпендикулярно плоскости кривошипа любого колена, численно равен $\gamma_i - 90^\circ$;
- угол между осью x и реакциями, направленными вдоль плоскости кривошипа любого колена, численно равен $\gamma_i + 90^\circ$;
- угол между осью x и реакциями, направленными перпендикулярно плоскости кривошипа любого колена, численно равен γ_i ;

Для нахождения проекций реакций на оси x и y на каждой опоре предварительно по формулам (44) – (54) определяются реакции на правой опоре предыдущего i -го колена, а также реакции на левой опоре последующего $(i + 1)$ -го колена. Реакции на опорах равны:

$$R_x = R_{TP} \cdot \cos \gamma_i + R_{TCP} \cdot \cos \gamma_i + R_{KP} \cdot \cos(\gamma_i + 90) + R_{KCP} \cdot \cos(\gamma_i + 90) + R_{TL} \cdot \cos \gamma_{i+1} + R_{TCL} \cdot \cos \gamma_{i+1} + R_{KL} \cdot \cos(\gamma_{i+1} + 90) + R_{KCL} \cdot \cos(\gamma_{i+1} + 90); \quad (56)$$

$$R_y = R_{TP} \cdot \cos(\gamma_i - 90) + R_{TCP} \cdot \cos(\gamma_i - 90) + R_{KP} \cdot \cos \gamma_i + R_{KCP} \cdot \cos \gamma_i + R_{TL} \cdot \cos(\gamma_{i+1} - 90) + R_{TCL} \cdot \cos(\gamma_{i+1} - 90) + R_{KL} \cdot \cos \gamma_{i+1} + R_{KCL} \cdot \cos \gamma_{i+1} \quad (57)$$

При расчете R_x и R_y на ПЭВМ на последней n -й опоре учитывается, что $(n + 1)$ -е колено отсутствует и, следовательно, слагаемые, содержащие R_{TL} , R_{TCL} , R_{KL} и R_{KCL} , равны нулю [2].

По разработанному алгоритму была составлена программа расчета на ПЭВМ нагрузок на кривошип *Dinn*. По приведенному алгоритму можно провести расчет реакций на коренные шейки по программам Mathcad или Microsoft Excel.

Программа динамического расчета деталей КШМ ориентирована на ПЭВМ типа IBM под управлением MS DOS или Windows. В программу входят файлы:

Имя	Назначение
dinn.exe	Запуск программы
din.c	Результаты расчета
rr1.c	Исходные данные
yу.c	Результаты расчета
egavga bgi	Графическое изображение

Исходные данные заносятся в файл «t1.c» (открывается F4, далее, если шрифт не кириллица, то в меню через «формат» выбрать в подменю «шрифт» с обозначением «terminal») или любым другим редактором. Исходные данные (прилож.1) заполняются без смещения строк. Значение $ktr = 100$ внесено для удобства программирования. Плечи l заполняются в соответствии с рис.33 и 34. Угловые смещения начала рабочего хода в цилиндрах проставляются, начиная с первого цилиндра и до последнего. Для V -образного двигателя нумерация цилиндров начинается с левой стороны от носка, а затем в той же последовательности – для правой стороны. В соответствии с этой нумерацией проставляются угловые интервалы рабочего хода в цилиндрах. Переводом курсора на файл «dinn.exe» и нажатием «Enter» программа запускается. Пример заполнения исходных данных приведен в приложении.

Линейные размеры для кривошипа повторяются перед каждой таблицей сил, действующих на коренную шейку, в файле «uu.c». Все усилия вычисляются для первого цилиндра через 3° по углу поворота коленчатого вала.

Блок 5 (6 часа). Анализ уравновешенности автомобильных и тракторных двигателей. Уравновешивание центробежных сил. Общие зависимости для анализа уравновешенности поршневых двигателей. Уравновешивание однорядных одноцилиндровых и двухцилиндровых двигателей. Уравновешивание однорядных трехцилиндровых и четырехцилиндровых двигателей.

Цель лекций для этого блока – показать студентам, что при конструировании поршневых двигателей следует обращать внимание на уравновешенность их, поскольку это влияет на функциональное назначение двигателей.

Этот блок охватывает главы 1 и 2 (п.п. 2.1) учебного пособия [3]. Для самостоятельного изучения рекомендуется пп. 1.1 – 1.3.

В поршневых двигателях внутреннего сгорания наряду с силами от давления газов в цилиндрах действуют силы инерции деталей кривошипно-шатунного механизма, совершающих возвратно-поступательное и вращательное движение. Силы инерции, а также моменты от них в общем случае переменны по величине и направлению. Их величина зависит от массы и ускорений движущихся элементов кривошипно-шатунного механизма. Для современных быстроходных автотракторных двигателей силы могут достигать значений, соизмеримых со значениями газовых сил. Силы давления газов действуют на детали кривошипно-шатунного механизма, но не передаются на опоры двигателя, поскольку силы, действующие на поршень взаимно уравновешиваются силами, действующими на головку цилиндра. На опоры передается лишь переменный опрокидывающий момент $M_{\text{опр}}$, который ими и воспринимается. Силы инерции движущихся масс и моменты от

них могут непосредственно передаваться на опоры и вызывать колебания двигателя на подвеске и циклические напряжения в раме автомобиля или трактора. Эти напряжения могут достичь опасных величин при совпадении частот изменения сил инерции или их моментов и частот свободных колебаний системы двигатель-подмоторная рама [1-6].

При неблагоприятном выборе конструктивной схемы многоцилиндрового поршневого двигателя силы инерции и их моменты, передаваемые на опоры, могут суммироваться и тем самым увеличивать вибрации и напряжения в подмоторной раме. Опасные значения сил инерции и моментов от них можно уменьшить или полностью уравновесить либо путем дополнительной системы противовесов, вращательное движение которых координируется с движением коленчатого вала, либо путем изменения конструктивной схемы двигателя.

Двигатель считается *уравновешенным* полностью, если при установившемся скоростном режиме его работы силы и моменты, передаваемые на опоры, постоянны по величине и по направлению. Если хотя бы одна сила (или момент) переменна или по величине, или по направлению, двигатель будет *неуравновешенным*.

В общем случае на опоры многоцилиндрового поршневого двигателя могут передаваться следующие силы и моменты:

а) силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма первого P_{j1} и второго P_{j2} порядков;

б) центробежные силы инерции вращающихся неуравновешенных масс кривошипно-шатунного механизма K_r ;

в) продольные моменты инерции M_{j1} и M_{j2} , образованные соответственно силами инерции P_{j1} и P_{j2} ;

г) продольный центробежный момент инерции M_r , образованный центробежными силами инерции K_r ;

д) неравномерный крутящий момент двигателя, равный и противоположно направленный опрокидывающему моменту $M_{кр} = -M_{опр}$;

е) переменные по величине реактивные силы и моменты от неравномерно движущихся в двигателе жидкостей и газов, а также реакции от силы тяги лопастных вентиляторов. Эти силы не рассматриваются вследствие их малости.

Поскольку неравномерность крутящего момента поршневого двигателя невозможно полностью устранить из-за конечного числа цилиндров и конструктивных ограничений размеров маховика, при анализе уравновешенности автотракторных двигателей рассмат-

ривается их уравновешенность лишь от сил инерции и их моментов.

Таким образом, первой причиной неуравновешенности поршневого двигателя является возникновение при его работе периодически изменяющихся по величине и знаку сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_{j1} и P_{j2} и непрерывно меняющихся направление центробежных сил вращающихся масс K_r . Поэтому основная задача уравновешивания двигателя заключается в создании путем конструктивной компоновки такого сочетания отдельных неуравновешенных переменных по величине и по направлению сил инерции движущихся масс, при которой главный вектор и главный момент этих сил обратились бы в нуль (рис. 1), т. е.

$$\sum_{i=1}^n (\bar{P}_{j1})_i + \sum_{i=1}^n (\bar{P}_{j2})_i + \sum_{i=1}^n (\bar{K}_r)_i = \bar{R}_{r+j} = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n (\bar{M}_{P_{j1}})_i + \sum_{i=1}^n (\bar{M}_{P_{j2}})_i + \sum_{i=1}^n (\bar{M}_{K_r})_i = \bar{M}_{r+j} = 0.$$

Здесь суммирование сил и их моментов производится по всем кривошипам n .

Силы K_r , P_{j1} и P_{j2} , пересекающие ось двигателя, нормальны к ней; поэтому проекции этих сил на ось Oz (о выборе системы координат см. [7]) и их моменты относительно этой оси всегда равны нулю. Следовательно, для соблюдения указанного условия уравновешенности необходимо лишь, чтобы были равны нулю суммы проекций этих сил на оси Ox и Oy , т. е.

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n (P_{j1x})_i + \sum_{i=1}^n (P_{j2x})_i + \sum_{i=1}^n (K_{rx})_i &= R_{(r+j)x} = 0; \\ \sum_{i=1}^n (P_{j1y})_i + \sum_{i=1}^n (P_{j2y})_i + \sum_{i=1}^n (K_{ry})_i &= R_{(r+j)y} = 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

и суммы моментов этих сил относительно указанных осей, т. е.

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n (M_{xP_{j1}})_i + \sum_{i=1}^n (M_{xP_{j2}})_i + \sum_{i=1}^n (M_{xK_r})_i &= M_{(r+j)x} = 0; \\ \sum_{i=1}^n (M_{yP_{j1}})_i + \sum_{i=1}^n (M_{yP_{j2}})_i + \sum_{i=1}^n (M_{yK_r})_i &= M_{(r+j)y} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Переменность суммарного крутящего момента $M_{кр}$ и равному ему, но противоположно направленному опрокидывающего момента $M_{опр}$, воспринимаемого опорами, является второй причиной неуравновешенности двигателя. Повышение уравновешенности двигателя в этом случае достигается увеличением числа цилиндров и соблюдением равен-

ства интервалов между рабочими ходами. Для большинства известных конструктивных схем поршневых двигателей условие (1) и (2) невыполнимо полностью без дополнительных устройств.

Задача конструктора заключается в том, чтобы выявить, какое из записанных условий систем (1) и (2) не выполняется, и найти способ его выполнения. В этом и заключается анализ уравновешенности выбранной схемы двигателя и его уравновешивание. Уравновешенность поршневого двигателя, т. е. выполнимость условий (1) и (2), зависит от числа цилиндров и схемы их расположения (рядные или V-образные), а также от схемы коленчатого вала, т. е. от взаимного расположения кривошипов на нем.

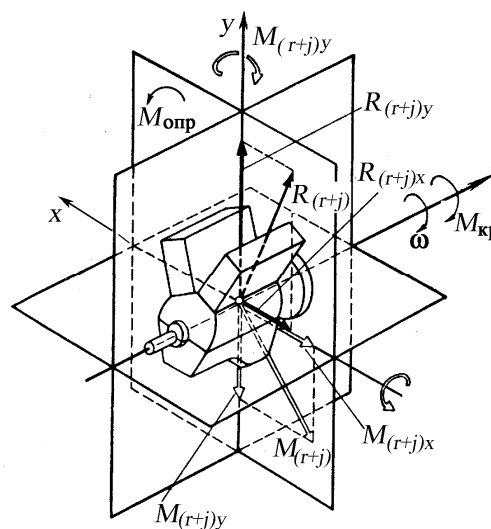


Рис. 1. Общие условия уравновешенности поршневого двигателя

Для получения конструктивно предусмотренной уравновешенности двигателя предъявляется ряд требований к изготовлению отдельных его деталей, а также к сборке и регулировке механизмов двигателя, соблюдение допусков на размеры и массы деталей.

Обеспечение предусмотренной конструктором динамической уравновешенности двигателя достигается при его изготовлении, кроме строгого соблюдения размерных допусков, следующими мерами:

- поршневые комплекты (собственно поршень и поршневой палец) проходят технологическую операцию подгонки массы в соответствии с требованиями чертежа (равенство масс поршневых групп);
- шатуны подвергаются подгонке не только по общей массе, но и по разнесению массы к центрам поршневой и кривошипной головок;
- коленчатые валы автомобильных и тракторных ДВС подвергаются динамической балансировке на специальных балансировочных машинах с целью устранения в общем случае неуравновешенных силы и продольного момента снятием металла со щек в зоне шатунных шеек или сверлением противовесов.

В статически уравновешенной системе центр масс C лежит на его оси вращения (рис.2). Статическое уравновешивание не является достаточным, так как при вращении статически уравновешенной системы могут возникнуть силы, действующие на его опоры. Действительно, центр масс системы, изображенной на рис. 2, лежит на оси вращения, т. е. система статически уравновешена. Вместе с тем при вращении вала на его опоры будут

действовать силы

$$R = M/l,$$

где $M = m\rho\omega^2 a$ – момент центробежных сил; ω – угловая скорость вращения вала; ρ – расстояние центра масс каждой из лежащих в одной плоскости масс m до оси вращения; a – плечо момента; l – расстояние между опорами.

Пусть $m_r = m_k + m_2$ – суммарная масса неуравновешенных частей кривошипа m_k и части m_2 массы шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки (рис.3), а m' и m'' – массы противовесов с центрами масс, находящимися на расстоянии ρ' и ρ'' от оси коленчатого вала. Примем, что центры масс m_r , m' и m'' находятся в одной плоскости, а их общий центр – на оси коленчатого вала.

Для обеспечения уравновешенности равнодействующая центробежных сил инерции масс m' и m'' , а также центробежная сила инерции массы m_r должны быть взаимно уравновешенны (например, при проектировании их на ось Oy):

$$\begin{aligned} m'\rho'\omega^2 + m''\rho''\omega^2 &= m_r r \omega^2 \quad \text{или} \\ m'\rho' + m''\rho'' &= m_r r; \end{aligned} \quad (3)$$

кроме того, динамическая уравновешенность будет обеспечена, если момент этих сил относительно любой точки, расположенной на оси коленчатого вала, равнялся бы нулю. Так, если взять сумму моментов относительно точки A , то получим:

$$\begin{aligned} m'\rho'a &= m''\rho''b, \quad \text{или} \\ m'\rho'a &= m''\rho''b. \end{aligned} \quad (4)$$

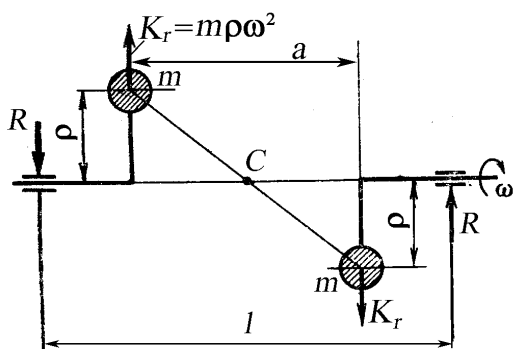


Рис. 2. Динамически неуравновешенная система

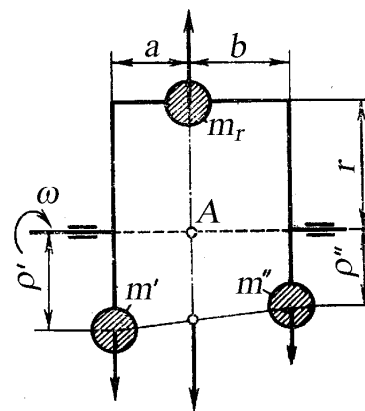


Рис. 3. Динамически уравновешенная система

Из уравнений (3) и (4) следует, что

$$m' = m_r \frac{rb}{\rho'(a+b)}; \quad m'' = m_r \frac{ra}{\rho''(a+b)}. \quad (5)$$

Для одновременного обеспечения предусмотренной равномерности хода следует добиваться идентичности протекания рабочих процессов в отдельных цилиндрах, для чего необходимо иметь:

- одинаковое наполнение цилиндров, что достигается равенством их рабочих объемов, идентичностью изготовления и регулировки органов газораспределения, а также обеспечения одинаковой конструкции впускных и выпускных трубопроводов;
- одинаковые степени сжатия и соответственно формы камер сгорания;
- одинаковую регулировку момента впрыска топлива (для дизеля) или зажигания (бензиновый двигатель);
- одинаковый состав смеси (бензиновый двигатель) или одинаковая цикловая подача топлива по цилиндрам (дизель).

Уравновешивание современных автомобильных и тракторных двигателей можно осуществить двумя способами:

- расположением определенным образом цилиндров и выбором такой кривошипной схемы коленчатого вала, чтобы переменные силы инерции и их моменты взаимно уравновешивались;
- созданием с помощью дополнительных масс (противовесов) новых сил, в любой момент времени равных по величине, но противоположных по направлению основным неуравновешенным силам.

Чаще всего оба эти способа применяются для уравновешивания одновременно.

Исходя из общих принципов уравновешивания кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей необходимо рассмотреть уравновешивание однорядных двигателей [3, п.п.2.1.].

Вопросы для самопроверки

1. Какой двигатель считается полностью уравновешенным?
2. Какие силы и моменты передаются на опоры двигателя?
3. Можно ли уравновесить опрокидывающий момент?
4. Что такое статическое уравновешивание?
5. Что такое динамическое уравновешивание?
6. Какие условия необходимо обеспечить при сборке для уравновешивания поршневого двигателя?

Найдем проекции равнодействующей силы инерции первого порядка на координатные оси как суммы проекций на эти оси соответствующих сил инерции первого и второго цилиндров (слева и справа):

$$\begin{aligned}
 (R_{j1})_x &= C \cos \varphi \sin \frac{\gamma}{2} - C \cos(\varphi - \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} = \\
 &= C(\cos \varphi \sin \frac{\gamma}{2} - \cos \varphi \cos \gamma \sin \frac{\gamma}{2} - \\
 &- \sin \varphi \sin \gamma \sin \frac{\gamma}{2}) = C[\cos \varphi \sin \frac{\gamma}{2}(1 - \cos \gamma) - \\
 &- 2 \sin \varphi \cos \frac{\gamma}{2} \sin^2 \frac{\gamma}{2}] = C[\cos \varphi \sin \frac{\gamma}{2}(1 - \cos \gamma) - \\
 &- (1 - \cos \gamma) \sin \varphi \cos \frac{\gamma}{2}] = -C(1 - \cos \gamma) \sin(\varphi - \frac{\gamma}{2}),
 \end{aligned}$$

так как $2 \sin^2 \frac{\gamma}{2} = 1 - \cos \gamma$;

$$\begin{aligned}
 (R_{j1})_y &= C \cos \varphi \cos \frac{\gamma}{2} + C \cos(\varphi - \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} = C(\cos \varphi \cos \frac{\gamma}{2} + \cos \varphi \cos \gamma \cos \frac{\gamma}{2} + \\
 &+ \sin \varphi \sin \gamma \cos \frac{\gamma}{2}) = C[\cos \varphi \cos \frac{\gamma}{2}(1 + \cos \gamma) + 2 \sin \varphi \sin \frac{\gamma}{2} \cos^2 \frac{\gamma}{2}] = \quad (28) \\
 &= C[\cos \varphi \sin \frac{\gamma}{2}(1 + \cos \gamma) + (1 + \cos \gamma) \sin \varphi \cos \frac{\gamma}{2}] = C(1 + \cos \gamma) \cos(\varphi - \frac{\gamma}{2}),
 \end{aligned}$$

так как $2 \cos^2 \frac{\gamma}{2} = 1 + \cos \gamma$.

Равнодействующую R_{j1} определим по найденным значениям $P_{j1}^{(1)}$ и $P_{j1}^{(2)}$, а также известному углу γ между этими векторами, используя теорему косинусов:

$$\begin{aligned}
 R_{j1} &= \sqrt{(P_{j1}^{(1)})^2 + (P_{j1}^{(2)})^2 - 2P_{j1}^{(1)}P_{j1}^{(2)} \cos \gamma} = \\
 &= C\sqrt{\cos^2 \varphi + \cos^2(\varphi - \gamma) - 2 \cos \varphi \cos(\varphi - \gamma) \cos \gamma}.
 \end{aligned}$$

Угол α между направлениями равнодействующей R_{j1} и осью y определим по формуле, используя значения $(R_{j1})_x$ и $(R_{j1})_y$ из (28):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(R_{j1})_x}{(R_{j1})_y} = -\operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2} \operatorname{tg}(\varphi - \frac{\gamma}{2}).$$

Представим выражения $(R_{j1})_x$ и $(R_{j1})_y$ в виде:

$$\begin{aligned}\frac{(R_{j1})_x}{C(1 - \cos \gamma)} &= -\sin\left(\varphi - \frac{\gamma}{2}\right); \\ \frac{(R_{j1})_y}{C(1 + \cos \gamma)} &= \cos\left(\varphi - \frac{\gamma}{2}\right).\end{aligned}\tag{29}$$

Возведем правые и левые части в квадрат и попарно сложим. В результате получим:

$$\left[\frac{(R_{j1})_x}{C(1 - \cos \gamma)}\right]^2 + \left[\frac{(R_{j1})_y}{C(1 + \cos \gamma)}\right]^2 = 1\tag{30}$$

Используя (30), построим полярную диаграмму вектора R_{j1} , которая представляет собой эллипс (рис. 29а) с полуосями $C(1 - \cos \gamma)$ и $C(1 + \cos \gamma)$.

Запишем $(R_{j1})_x$ и $(R_{j1})_y$ (28) как

$$\begin{aligned}(R_{j1})_x &= -C \sin(\varphi - \gamma/2) + C \cos \gamma \sin(\varphi - \gamma/2) = A_x + B_x, \\ (R_{j1})_y &= C \cos(\varphi - \gamma/2) + C \cos \gamma \cos(\varphi - \gamma/2) = A_y + B_y.\end{aligned}\tag{31}$$

Поскольку $\vec{R}_{j1} = (\vec{R}_{j1})_x + (\vec{R}_{j1})_y$, то из (31) можно записать $\vec{R}_{j1} = \vec{A} + \vec{B}$. При этом первый вектор \vec{A} представим в виде:

$$\vec{A} = \vec{A}_x + \vec{A}_y = \vec{C},$$

который вращается с угловой скоростью ω вместе с кривошипом (составляет с осью y угол $(\varphi - \gamma/2)$ как и кривошип и по модулю равен C).

Второй вектор \vec{B} равен

$$\vec{B} = \vec{B}_x + \vec{B}_y = \vec{C} \cos \gamma.$$

Он вращается с той же угловой скоростью ω , что и кривошип, но в противоположную сторону.

Тогда

$$\vec{R}_{j1} = \vec{A} + \vec{B} = \vec{C} + \vec{C} \cos \gamma.$$

Составляющая вектора \vec{R}_{j1} вектор $\vec{A} = \vec{C} = \vec{m}_j r \omega^2$ направлен по радиусу кривошипа от оси вращения (по принятым нами знакам он всегда имеет знак минус [7]), поэтому может быть уравновешен путем увеличения массы противовесов, устанавливаемых на продолжении щек коленчатого вала (для уравновешивания центробежных сил вращающихся масс). Величина добавочной массы на каждый противовес определяется из соотношения (см. рис. 27):

$$2\Delta m_{\text{пр}}\rho\omega^2 = m_j r\omega^2,$$

откуда

$$\Delta m_{\text{пр}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{\rho} m_j.$$

Вторая составляющая вектора \vec{R}_{j1} вектор $\vec{B} = \vec{C} \cos \gamma$ вращается в сторону, противоположную вектору \vec{A} (см. рис. 29б), и в общем случае остается неуравновешенным.

Сила инерции второго порядка (рис. 28):

для первого (левого) цилиндра

$$P_{j2}^{(1)} = \lambda m_j r\omega^2 \cos 2\varphi = \lambda C \cos 2\varphi$$

и для второго цилиндра

$$P_{j2}^{(2)} = \lambda m_j r\omega^2 \cos 2[360^\circ - (\gamma - \varphi)] = \lambda C \cos 2(\varphi - \gamma).$$

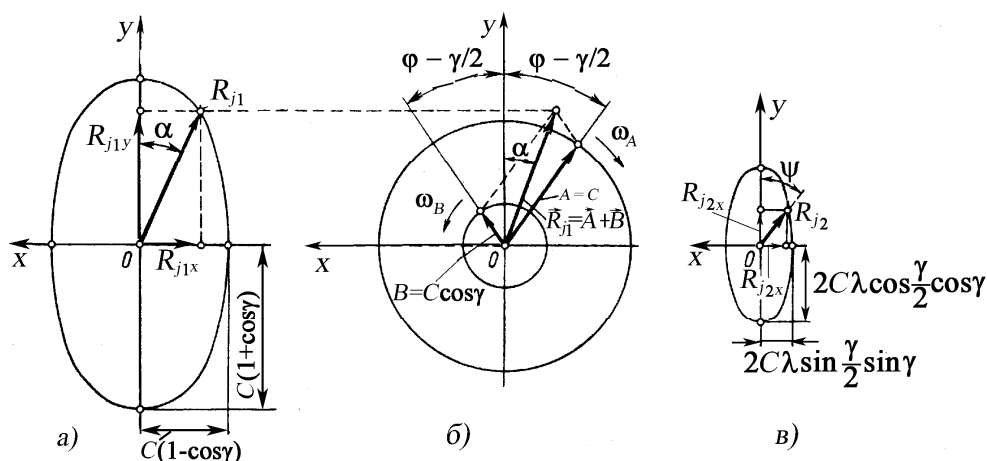


Рис. 29. Полярные диаграммы векторов сил инерции первого и второго порядков двухцилиндрового V-образного двигателя: а – для вектора R_{j1} ; б – для векторов A и B ; в – для вектора R_{j2}

Спроектируем силы $P_{j2}^{(1)}$ и $P_{j2}^{(2)}$ на оси x и y (см. рис. 28) и определим проекции равнодействующей сил инерции второго порядка R_{j2} :

но действующей сил инерции второго порядка R_{j2} :

$$\begin{aligned}
(R_{j2})_x &= P_{j2}^{(1)} \sin \frac{\gamma}{2} - P_{j2}^{(2)} \sin \frac{\gamma}{2} = \lambda C \cos 2\varphi \sin \frac{\gamma}{2} - \lambda C \cos 2(\varphi - \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} = \\
&= \lambda C \sin \frac{\gamma}{2} (\cos 2\varphi - \cos 2\varphi \cos 2\gamma - \sin 2\varphi \sin 2\gamma) = \\
&= \lambda C \sin \frac{\gamma}{2} [\cos 2\varphi (1 - \cos 2\gamma) - 2 \sin 2\varphi \sin \gamma \cos \gamma] = \\
&= \lambda C \sin \frac{\gamma}{2} [2 \cos 2\varphi \sin^2 \gamma - 2 \sin 2\varphi \sin \gamma \cos \gamma] = \\
&= 2\lambda C \sin \frac{\gamma}{2} \sin \gamma (\cos 2\varphi \sin \gamma - \sin 2\varphi \cos \gamma) = \\
&= -2\lambda C \sin \frac{\gamma}{2} \sin \gamma \sin(2\varphi - \gamma);
\end{aligned} \tag{32}$$

$$\begin{aligned}
(R_{j2})_y &= P_{j2}^{(1)} \cos \frac{\gamma}{2} + P_{j2}^{(2)} \cos \frac{\gamma}{2} = \lambda C \cos 2\varphi \cos \frac{\gamma}{2} + \lambda C \cos 2(\varphi - \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} = \\
&= \lambda C \cos \frac{\gamma}{2} (\cos 2\varphi + \cos 2\varphi \cos 2\gamma + \sin 2\varphi \sin 2\gamma) = \\
&= \lambda C \cos \frac{\gamma}{2} [\cos 2\varphi (1 + \cos 2\gamma) + 2 \sin 2\varphi \sin \gamma \cos \gamma] = \\
&= 2\lambda C \cos \frac{\gamma}{2} \cos \gamma (\cos 2\varphi \cos \gamma + \sin 2\varphi \sin \gamma) = \\
&= 2\lambda C \cos \frac{\gamma}{2} \cos \gamma \cos(2\varphi - \gamma).
\end{aligned} \tag{33}$$

Равнодействующая R_{j2} (см. рис. 28)

$$\begin{aligned}
R_{j2} &= \sqrt{(P_{j2}^{(1)})^2 + (P_{j2}^{(2)})^2 - 2P_{j2}^{(1)}P_{j2}^{(2)} \cos \gamma} = \\
&= \lambda C \sqrt{\cos^2 2\varphi + \cos^2 2(\varphi - \gamma) - 2 \cos 2\varphi \cos 2(\varphi - \gamma) \cos \gamma}.
\end{aligned} \tag{34}$$

Угол ψ , который составляет равнодействующая R_{j2} осью y определим, используя (32) и (33):

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{(R_{j2})_x}{(R_{j2})_y} = -\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg}(2\varphi - \gamma).$$

Представим выражения (32) и (33) в виде:

$$\frac{(R_{j2})_x}{2\lambda C \sin \gamma \sin \frac{\gamma}{2}} = -\sin(2\varphi - \gamma);$$

$$\frac{(R_{j2})_y}{2\lambda C \cos \gamma \cos \frac{\gamma}{2}} = \cos(2\varphi - \frac{\gamma}{2}).$$
(35)

Возведем правые и левые части зависимостей в квадрат и попарно сложим. В результате получим:

$$\left[\frac{(R_{j2})_x}{2\lambda C \sin \gamma \sin \frac{\gamma}{2}} \right]^2 + \left[\frac{(R_{j2})_y}{2\lambda C \cos \gamma \cos \frac{\gamma}{2}} \right]^2 = 1$$
(36)

Таким образом, согласно (35) и (36) конец вектора \vec{R}_{j2} очерчивает эллипс с полуосями $2\lambda C \sin \gamma \sin \gamma/2$ и $2\lambda C \cos \gamma \cos \gamma/2$ (см. рис. 29в). Вектор \vec{R}_{j2} сил инерции второго порядка не уравновешен.

Рассмотрим частные случаи уравнивания двигателя для различных значений угла развала γ между осями цилиндров.

1. При $\gamma = 60^\circ$ составляющая сил инерции первого порядка $\vec{A} = \vec{C} = \vec{m}_j r \omega^2$ уравнивается центробежными силами инерции противовесов, установленных на продолжении щек коленчатого вала. Составляющая $\vec{B} = \vec{C} \cos \gamma = 0,5C$ – постоянная по величине и вращается с угловой скоростью ω в сторону, обратную вращению кривошипа. Эта составляющая не уравнивается.

При угле развала $\gamma = 60^\circ$ между осями цилиндров обе полуоси траектории движения конца вектора сил инерции второго порядка \vec{R}_{j2} равны $2\lambda C \cos 30^\circ \cos 60^\circ = 2\lambda C \sin 30^\circ \sin 60^\circ = \frac{\sqrt{3}}{2} \lambda C = 0,866\lambda C$, т. е. вектор постоянный по величине и траектория конца вектора – окружность (рис. 29в).

2. При $\gamma = 90^\circ$ составляющая вектора сил инерции первого порядка равна $\vec{B} = \vec{C} \cos \gamma = 0$. Составляющая $\vec{A} = \vec{C} = \vec{m}_j r \omega^2$ полностью уравнивается силами инерции противовесов, устанавливаемых на продолжении щек коленчатого вала. Заметим, что это единственный случай такого уравнивания сил инерции первого порядка.

Из зависимостей (32) и (33) следует, что при $\gamma = 90^\circ$ вертикальная составляющая сил инерции второго порядка $(R_{j2})_y = 0$, остается только горизонтальная составляющая, величина которой равна

$$(R_{j2})_x = R_{j2} = -2\lambda C \sin \frac{\gamma}{2} \sin \gamma \sin(2\varphi - \gamma) = -2\lambda C \sin 45^\circ \sin 90^\circ \sin(2\varphi - 90^\circ) = \\ = \sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi. \text{ Эта сила не уравновешена, изменяется по гармоническому закону и}$$

действует вдоль оси x (в горизонтальном направлении, так как $\psi=90^\circ$ или 270°). При $\varphi=90^\circ$ R_{j2} направлена в положительном направлении координатной оси x .

Вопросы для самопроверки

1. Какой из двухцилиндровых двигателей по Вашему мнению имеет преимущество по уравновешиванию – однорядный или V-образный с углом развала 90° ?
2. Почему в двухцилиндровых V-образных (с углом развала 90°) двигателях силы инерции второго порядка не уравновешиваются?
3. Какую траекторию описывает конец вектора равнодействующей силы инерции первого порядка в двухцилиндровых

Блок 7 (8 часа). Расчет эквивалентной системы коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей. Свободные крутильные колебания. Определение частот свободных крутильных колебаний. Вынужденные крутильные колебания. Демпфирование крутильных колебаний. Расчет демпферов крутильных колебаний.

Цель лекций для этого блока – ознакомить студентов с крутильными колебаниями коленчатых валов поршневых двигателей.

Для этого рекомендуется учебное пособие [4], Главы 1 и 2, а для самостоятельного изучения рекомендуется глава 4, п.п. 4.1- 4.4.

Как известно, вследствие действия на коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания (ДВС) непрерывно меняющихся по времени (или по углу поворота его) периодических тангенциальных T и нормальных K сил в нем возникают переменные деформации кручения и изгиба, а также возбуждаются под действием этих сил как во всякой упругой системе с материальными массами механические колебания.

Крутильными колебаниями называются периодические угловые колебания сосредоточенных на валу масс, вызывающих закручивание отдельных участков вала. При этом все точки крутильной системы совершают движения переменного направления по дугам окружностей вокруг оси коленчатого вала.

Крутильные колебания могут быть двух видов: собственные, или свободные, и вынужденные.

Собственные, или свободные, колебания крутильной системы происходят тогда, когда система, выведенная из состояния покоя, совершает движение под действием только моментов сил упругости вала и моментов сил инерции связанных с ним масс, т. е. без воздействия на систему внешних сил и моментов. Характер собственных крутильных колебаний определяется формой, моментами инерции масс, приведенными к оси коленчатого вала, а также крутильной жесткостью коленчатого вала.

Вследствие того что при крутильных колебаниях систем всегда имеют место внутренние (гистерезис, изменение структуры материала) и внешние (трение относительно внешней среды) сопротивления, свободные колебания с течением времени прекращаются (затухают).

Вынужденные крутильные колебания системы возникают во время работы двигателя вследствие действия на коленчатый вал периодически изменяющихся крутящих моментов, вызывающих переменные упругие деформации скручивания отдельных участков вала. Характер вынужденных колебаний определяется величиной и периодичностью действия нагружающих вал моментов, а также величиной и характером изменения моментов сопротивлений колебаниям.

Знакопеременные напряжения, вызываемые крутильными и изгибными колебаниями, при недостаточной прочности коленчатого вала могут привести к усталостной его поломке. Расчеты и экспериментальные исследования показывают, что в коленчатых валах изгибные колебания обычно менее опасны, чем крутильные, поэтому в первом приближении изгибные колебания можно не учитывать.

Обычно расчет на крутильные колебания сводится к определению напряжений в коленчатом валу при резонансе, т. е. при совпадении частоты возбуждающей силы с одной из частот собственных колебаний крутильной системы вала. Если возникает необходимость в уменьшении возникающих напряжений, то на коленчатом валу устанавливают гаситель колебаний (демпфер).

Для расчета на крутильные колебания действительную (сложную) колеблющуюся систему подвижных элементов КШМ двигателя, а иногда и трансмиссии заменяют упрощенной системой, состоящей из одного или нескольких цилиндрических валов с насаженными на них дисками (сосредоточенными массами). При этом необходимо, чтобы основные динамические свойства упрощенной расчетной модели соответствова-

ли действительной системе. Для выполнения этого условия необходимо равенство для расчетной модели и действительной системы, во-первых, кинетической и потенциальной энергии при крутильных колебаниях; во-вторых, моментов сил упругости соответственно для участков коленчатого вала от носка и маховика, передаваемых через сечение, где возникает максимальный угол закручивания вала (узловую точку). Для составления расчетных схем на кафедре «Тепловые двигатели и энергетические установки» ВлГУ разработана программа расчета на ЭВМ приведенных длин эквивалентной системы, моментов инерции при приведении масс.

Расчет коленчатого вала на крутильные колебания можно условно разделить на следующие этапы:

- замены реальной системы коленчатого вала, а иногда и трансмиссии упрощенной расчетной или эквивалентной системой;
- определения частот и относительных амплитуд свободных колебаний расчетной системы при отсутствии периодически меняющихся внешних нагрузок на вал;
- гармонического анализа крутящих моментов от сил газов и сил инерции, действующих на колена вала, а также оценки моментов внутренних сопротивлений двигателя;
- определения резонансных режимов и амплитуд колебаний масс расчетной системы при резонансе;
- определения напряжений и запаса прочности коленчатого вала с учетом крутильных колебаний;
- изыскания возможностей устранения или уменьшения недопустимо больших напряжений, возникающих от крутильных колебаний.

Рассматриваемая при расчете приведенная упрощенная колеблющаяся система по собственным частотам и формам крутильных колебаний в динамическом отношении должна быть эквивалентной действительной системе, что обеспечивается, как было сказано ранее, равенством как потенциальных, так и кинетических энергий обеих систем.

Эквивалентную систему принято считать состоящей из отрезков цилиндрического вала постоянного диаметра, не обладающего массой, но имеющего крутильную жесткость участков действительного вала GI_p (G – модуль упругости материала вала второго рода; I_p – полярный момент инерции, определяемый, как правило, по диаметру коренных шеек), а также из сосредоточенных масс, при выборе которых учтены массы всех подвижных элементов рассматриваемой системы (маховик, валы, колена, шатуны, поршни, а иногда и детали трансмиссии).

Обычно такое допущение несущественно влияет на результаты расчета. Приведение действительной колеблющейся системы к эквивалентной расчетной сводится к определению *приведенных длин* и *приведенных моментов инерции*. При этом приведении для большей точности расчетов желательно учитывать не только подвижные элементы двигателя, связанные с его коленчатым валом (детали кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы), но и подвижные элементы трансмиссии, не изолированные от крутильных колебаний двигателя упругим элементом или карданным валом.

Характерной особенностью вновь проектируемых транспортных двигателей является их существенное форсирование по среднему эффективному давлению ($p_e > 0,9 \dots 1,2$ МПа) и частоте вращения (для дизелей $n = 3000 \dots 4000$ мин⁻¹, для бензиновых двигателей – $n > 5000$ мин⁻¹) при одновременном уменьшении их металлоемкости. В работах [8, 9] приводятся данные для современных транспортных дизелей: $p_{e\max} / p_{e\text{ном}} = 2,2/1,7$ МПа, литровые мощности $N_L \geq 30$ кВт/л. Эта тенденция, несомненно, приводит к значительному повышению динамической нагруженности узлов и деталей двигателя вследствие роста газовых, тепловых и инерционных нагрузок. На стадии проектирования ДВС, когда размеры и массы деталей КШМ неизвестны, часто возникает необходимость провести расчет коленчатого вала на крутильные колебания. При намечаемой степени форсирования уровень касательных напряжений в сечениях коленчатого вала из-за крутильных колебаний может превосходить допустимые. Поэтому актуальным является проверка необходимости установки демпфирующих устройств или других мероприятий для снижения уровня крутильных колебаний. Известно, что опасные крутильные колебания коленчатых валов ДВС устраняются либо смещением резонансных режимов за пределы рабочих частот вращения, либо путем снижения амплитуд колебаний за счет введения в колебательную систему гасителей крутильных колебаний. В транспортных двигателях используются демпферы, в которых уменьшение амплитуды колебаний происходит из-за рассеивания энергии в слое жидкости (жидкостной демпфер) или упругого материала (демпер внутреннего трения).

Как известно, на резонансных режимах работа возбуждающего момента затрачивается на упругие деформации в резиновом слое. В этих демпферах используется свойство резины (или других материалов) допускать большие деформации с рассеиванием значительного количества энергии за счет гистерезиса. Считается, что резина обладает наибольшим внутренним трением из всех материалов, применяемых в технике. Резиновые демпферы достаточно эффективны. Однако при вулканизации резины, а также под действием температуры меняются ее свойства, а это не позволяет обеспечить стабильность работы демпфера.

Нашими исследованиями было установлено, что использование вместо резины композиций на основе термопластичных полиуретанов (ТПУ) позволяет повысить надежность демпферов внутреннего трения. В частности ТПУ Витур Т-0433-85 может использоваться в диапазоне температур от -40 до 135°C , при этом характеристики его меняются незначительно [5].

Жидкостные силиконовые демпферы не требуют технического обслуживания. Как показывает опыт, на автомобильные и тракторные двигатели мощностью свыше 100 кВт целесообразно устанавливать жидкостные демпферы.

На основании анализа конструктивных параметров для большинства однопоршневых дизелей и бензиновых двигателей с демпферами крутильных колебаний установлено [10, 11], что приведенные коэффициенты жесткости кривошипов C_{φ} , моменты инерции моторных масс I и маховиков I_M меняются в широких пределах. Введем безразмерные величины: приведенные коэффициенты жесткости кривошипов $C_{\varphi r}$, моменты инерции моторных масс I_r , моментов инерции маховиков I_{Mr} в зависимости от конструктивных параметров и основных показателей двигателя: диаметра цилиндра D , хода поршня S , среднего эффективного давления p_e , угловой скорости вращения коленчатого вала ω , номинальной мощности N_e :

$$C_{\varphi r} = \frac{C_{\varphi}}{D^2 S p_e}; \quad I_r = \frac{I \omega^2}{D^2 S p_e}; \quad I_{Mr} = \frac{I_M \omega^3}{N_e}. \quad (27)$$

Здесь C_{φ} – приведенный коэффициент жесткости одного кривошипа, $\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{рад}^{-1}$; I – приведенный момент инерции одной моторной массы двигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ($I/2$ – для V -образных двигателей, у которых на одном кривошипе расположены два шатуна); I_M – приведенный момент инерции маховика, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; D – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м; p_e – среднее эффективное давление, Па; $\omega = \pi n_n/30$ – номинальная угловая скорость вращения коленчатого вала, $\text{рад}\cdot\text{с}^{-1}$ (n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1}); N_e – номинальная мощность, Вт.

Безразмерные величины меняются в достаточно узких пределах. Если рассмотреть их как случайные величины, имеющие нормальный закон распределения, то это позволяет найти выборочное среднее значение и доверительные интервалы.

Для вероятности $P = 0,95$ средние значения и доверительные интервалы этих величин равны: $\bar{C}_{\varphi r} = 1100 \pm 70$; $\bar{I}_r = 1,735 \pm 0,673$; $\bar{I}_{Mr} = 122 \pm 47$.

Это позволяет на стадии проектирования определить приближенные значения параметров крутильной системы C_{φ}, I, I_M , а на основании расчетов вынужденных крутильных

колебаний приведенной системы – принять решение о необходимости установки демпфера. Заметим, что расчет безразмерных значений I_{Mr} для маховиков по формуле (27) для тракторных и комбайновых дизелей дает весьма близкие результаты по сравнению с расчетом по зависимости Б.М. Покорного [6], которые он получил в результате анализа величин моментов инерции маховиков автомобильных двигателей.

Таким образом, для большинства тракторных и комбайновых двигателей можно рекомендовать следующие приближенные значения величин: $C_{\varphi r}=1100$; $I_r=1,735$; $I_{Mr}=122$. Анализ приведенных крутильных систем тракторных и комбайновых двигателей [5, 10, 11] свидетельствует о функциональной зависимости между коэффициентами жесткости кривошипов и моментами инерции моторных масс.

Методом регрессионного анализа по данным анализа ряда автомобильных и тракторных двигателей (объем выборки 45) получена зависимость между безразмерными величинами коэффициента жесткости одного кривошипа $C_{\varphi r}$ и моментом инерции моторной массы I_r

$$C_{\varphi r} = 0,5901 \cdot 10^4 - 1,0326 \cdot 10^4 I_r + 0,6627 \cdot 10^4 I_r^2 - 0,1316 \cdot 10^4 I_r^3. \quad (28)$$

Графики плотности вероятности нормального распределения безразмерных величин $C_{\varphi r}$, I_r и I_{Mr} , а также зависимость $C_{\varphi r} = f(I_r)$ позволяют на стадии проектирования двигателя определять коэффициенты жесткости кривошипов коленчатого вала, моменты инерции моторных масс (поступательно движущихся и вращающихся деталей ЦПГ и КШМ) для составления приведенной крутильной системы и ориентировочного расчета на крутильные колебания, в том числе, определить частоту свободных колебаний, а при необходимости и выбрать размеры демпфера крутильных колебаний.

Определение частот собственных колебаний эквивалентной системы

Дифференциальные уравнения, характеризующие свободные колебания многомассовой системы, имеют вид (рис. 18):

$$I_i \ddot{\varphi}_i - c_{i-1,i} (\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_{i,i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0, \quad (i = 1, 2, 3 \dots n) \quad (50)$$

где полагается $c_{0,1} = c_{n,n+1} = 0$.

Собственные колебания из (50) описываются решениями вида [6]

$$\varphi_i = a_i \sin(\omega_c t + \varepsilon), \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n), \quad (51)$$

где a_i – амплитуда колебаний¹; ω_c – собственная угловая частота колебаний;
 ε – фазовый угол.

Подставив решения (51) в систему уравнений собственных колебаний (50), получим уравнения, связывающие амплитуду A_i и частоту ω_c или в развернутом виде:

$$\begin{aligned}
 & -I_1 a_1 \omega_c^2 + c_{1,2}(a_1 - a_2) = 0; \\
 & -I_2 a_2 \omega_c^2 - c_{1,2}(a_1 - a_2) + c_{2,3}(a_2 - a_3) = 0; \\
 & -I_3 a_3 \omega_c^2 - c_{2,3}(a_2 - a_3) + c_{3,4}(a_3 - a_4) = 0; \\
 & -I_4 a_4 \omega_c^2 - c_{3,4}(a_3 - a_4) + c_{3,5}(a_4 - a_5) = 0; \\
 & \dots \dots \dots \\
 & -I_i a_i \omega_c^2 - c_{i-1,i}(a_{i-1} - a_i) + c_{i,i+1}(a_i - a_{i+1}) = 0; \\
 & \dots \dots \dots \\
 & -I_n a_n \omega_c^2 - c_{n-1,n}(a_{n-1} - a_n) = 0.
 \end{aligned} \tag{52}$$

($i=1,2,3,\dots, n$)

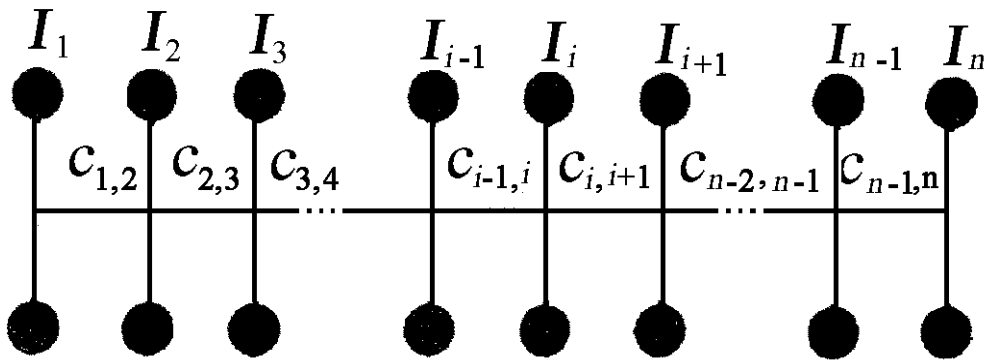


Рис. 18. Многомассовая крутильная система: I_i – моменты инерции масс; $c_{i,j}$ – коэффициенты крутильной жесткости между массами

В полученной системе (52) из первого уравнения достаточно просто можно определить a_2 через a_1 . Если каждое уравнение, начиная со второго, сложить со всеми предыдущими (второе – с первым и третьим и т.д.), то придем к эквивалентной системе:

¹ Примем, что в решении (51) после деления на амплитуду первой массы уравнения (51) и (52) записаны в относительных величинах.

$$\begin{aligned}
a_2 &= a_1 - \frac{1}{c_{1,2}} I_1 a_1 \omega_c^2; \\
a_3 &= a_2 - \frac{1}{c_{2,3}} (I_1 a_1 + I_2 a_2) \omega_c^2; \\
a_4 &= a_3 - \frac{1}{c_{3,4}} (I_1 a_1 + I_2 a_2 + I_3 a_3) \omega_c^2; \\
&\dots\dots\dots \\
a_i &= a_{i-1} - \frac{1}{c_{i-1,i}} (I_1 a_1 + I_2 a_2 + I_3 a_3 + \dots + I_{i-1} a_{i-1}) \omega_c^2; \\
&\dots\dots\dots \\
a_n &= a_{n-1} - \frac{1}{c_{\varphi,n-1}} (I_1 a_1 + I_2 a_2 + I_3 a_3 + \dots + I_{n-1} a_{n-1}) \omega_c^2; \\
&- (I_1 a_1 + I_2 a_2 + \dots + I_n a_n) \omega_c^2 = 0. \tag{53}
\end{aligned}$$

В последнем уравнении системы (53) должен быть опущен множитель ω_c^2 , поскольку тривиальное решение ($\omega_c=0$) в рассматриваемой задаче постороннее ($\omega_c \neq 0$).

Наиболее часто употребляемый метод остатка для отыскания собственных угловых частот ω_c на ПЭВМ сводится к следующему. Задаваясь какими-либо значениями ω_c и относительной амплитудой первой массы a_1 (например, $a_1=1$), рекуррентным образом (последовательной подстановкой в систему (53)) определяем a_1, \dots, a_n , после чего находим остаток $R = I_1 a_1 + I_2 a_2 + \dots + I_n a_n$. Таким образом, задача состоит в подборе ω_c , чтобы $R=0$ (рис. 18). Последнее можно осуществить, просчитывая R , начиная с произвольного значения ω_c с каким либо шагом $\Delta\omega_c$. Замечая перемену знака R , локализуем исходную частоту на интервале длины $\Delta\omega_c$, которую делим до требуемой точности. Интерполяцией можно найти то значение частоты ω_c , при котором $R=0$. Это и будет искомая собственная частота ω_c .

После расчета частот ω_c (при $R=0$), строят формы колебаний, характеризующие свободные колебания с данными частотами (рис. 19).

В автомобильных и тракторных двигателях без наддува практический интерес представляет только первая форма колебаний – одноузловая, с круговой частотой ω_{c1} . Для быстросходных двигателей практическое значение может иметь и вторая форма колебаний – двухузловая, с частотой ω_{cII} .

Более высокие формы крутильных колебаний существенной опасности для коленчатого вала не представляют, так как их частота находится за пределами рабочего диапазона

частот вращения вала и не может вызвать резонанс.

Как видно из рис. 20, в зоне узлов колебаний линии формы имеют наибольший наклон, определяемый по формуле

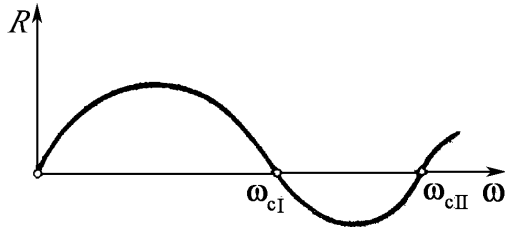


Рис. 19. Определение частот свободных крутильных колебаний многомассовой системы по методу остатка

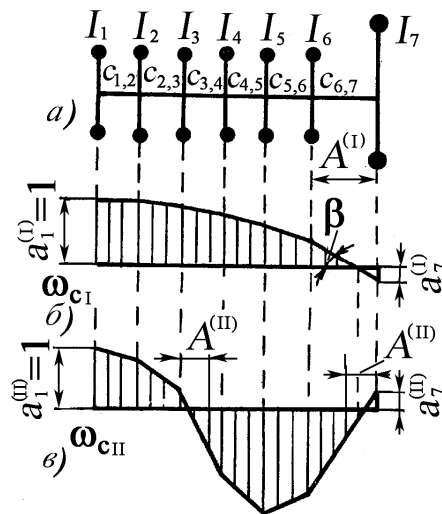


Рис. 20. Форма колебаний шестико-ленного вала: *a* – эквивалентная схема; *б* – одноузловая форма колебаний; *в* – двухузловая форма; *A* – наиболее напряженные участки вала

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{a_i - a_{i+1}}{l_{i+1,i}}$$

что характеризует соответственный участок коленчатого вала как наиболее напряженный. На рис. 20 эти участки вала отмечены символом *A*.

Гармонический анализ крутящих моментов

Возмущающий момент от действия газовых сил и сил инерции в *i*-м цилиндре представим в виде

$$M_i = \sum_{k=0,5}^N M_{i,k}^a \sin(k\omega t + \beta_{i,k} + k\delta_i) = \sum_{k=0,5}^N (P_i \sin k\omega t + L_i \cos k\omega t); \quad (54)$$

$$P_i = M_{i,k}^a \cos(\beta_{i,k} + k\delta_i); L_i = M_{i,k}^a \sin(\beta_{i,k} + k\delta_i),$$

где *N* – число гармоник (для четырехтактных двигателей – 0,5; 1,0; 1,5; ...*N*, двухтактных – 1, 2,0, ..., *N*); $M_{i,k}^a$ – амплитуда *k*-й гармоники возмущающего момента M_i , действующего в *i*-м цилиндре от газовых и инерционных сил, Н·м; $\beta_{i,k}$ – ее фазовый угол, град; δ_i – угол поворота коленчатого вала между вспышками в первом и *i*-ом цилиндрах двигателя, град.

На рис. 21 приведены графики амплитуд гармоник тангенциальной силы газов T , приходящейся на 1 см^2 площади поршня, в зависимости от среднего крутящего момента для четырехтактных бензинового двигателя и дизеля.

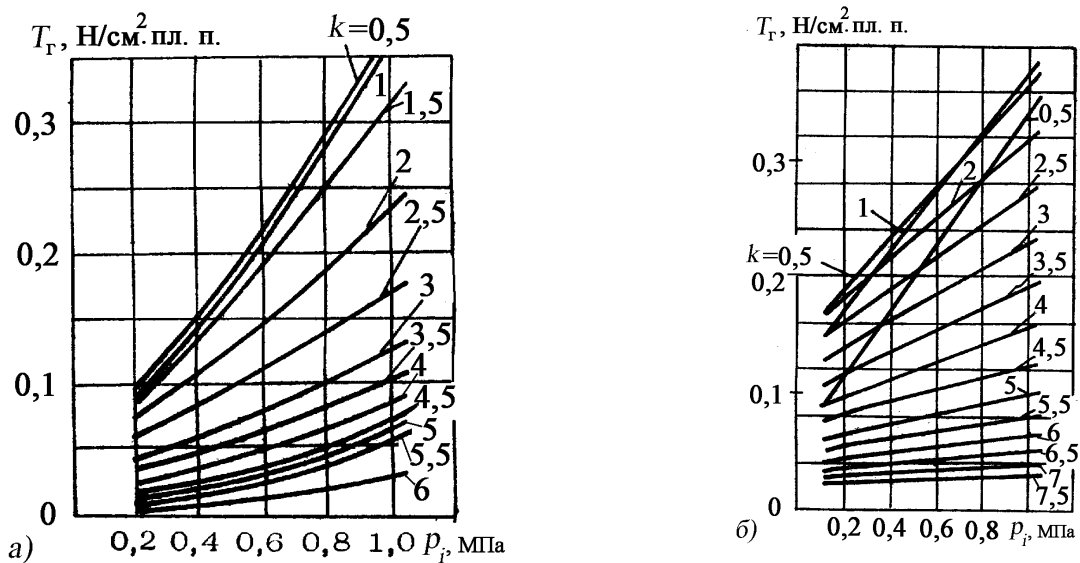


Рис. 21. Амплитуды гармоник тангенциальной силы газов, приходящейся на единицу площади поршня: *a* – бензинового двигателя; *б* – дизеля

Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение крутильным колебаниям.
2. Какие колебания называются собственными, или свободными?
3. Какие колебания называются вынужденными?
4. Какие этапы условно выделяют при расчете коленчатого вала на крутильные колебания?