

Государственный комитет Российской Федерации
по высшему образованию

Нижегородский Государственный Технический Универси-
тет

Л.А. Захаров, В.Л. Химич, В.А. Звонцов, С.Н. Хрунков

**Построение диаграмм
изменения параметров
рабочих процессов, сил и моментов
в кривошипно-шатунном механизме.**

Учебное пособие

по курсовому и дипломному проектированию поршневых ДВС

Управление гуманитарного образования Госкомвуза России
рекомендует для использования в учебном процессе
в качестве учебного пособия

Н. Новгород
2000

ББК 34.43
З 78.

Л.А. Захаров, В.Л. Химич, В.А. Звонцов, С.Н. Хрунков Построение диаграмм изменения параметров рабочих процессов, сил и моментов в кривошипно-шатунном механизме. Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию поршневых ДВС, НГТУ, Нижний Новгород, 2000 г., 32 с.

Рецензент – докт. техн. наук, проф. Н.А. Иващенко.

Редактор – канд. техн. наук В.И. Токарев.

Учебное пособие предназначено для использования при выполнении курсового и дипломного проектов по поршневым ДВС.

Учебное пособие позволяет в соответствии с заданием на курсовой и дипломный проекты и с учетом выбранных исходных данных рассчитать значения параметров рабочих процессов, сил и моментов в кривошипно-шатунном механизме, необходимых для построения диаграмм по углу поворота коленчатого вала. Расчет производится в табличной форме по уравнениям для определения параметров рабочих процессов из теории поршневых ДВС, а также определение усилий и моментов по уравнениям кинематики и динамики поршневых ДВС.

Учебное пособие предназначено для студентов специальностей 14.02, 05.08.05, 05.04.02, 05.13.12, 05.13.06. Может быть использовано аспирантами, инженерами и научными сотрудниками в области двигателестроения.

2 704 040 000
3 _____ – без объявления
077 (02) - 2000

© Нижегородский
Государственный
Технический
Университет

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Цель и задачи учебного пособия.....	4
Силовая схема кривошипно-шатунного механизма.....	4
Расчет и построение теоретической индикаторной диаграммы.....	7
Построение диаграммы сил инерции поступательно-движущихся частей кривошипно-шатунного механизма (КШМ).....	14
Построение диаграммы движущих сил.....	16
Построение диаграммы касательных усилий одного цилиндра.....	23
Построение диаграммы суммарных касательных усилий.....	26
Расчёт маховика.	29
Литература.....	31

Введение.

При разработке и составлении учебного пособия в его основу положены выпущенные в 1983г. “Методические указания по курсовому проектированию судовых двигателей внутреннего сгорания. Построение диаграмм.” (Составители: И.Я. Данилов, М.Н. Печищев, В.А. Звонцов) [5].

В процессе подготовки данного издания использован опыт преподавания дисциплин по поршневым ДВС доцентов М.Н. Печищева, В.А. Звонцова, Л.А. Захарова и др., а также опыт преподавания в ЛКИ, МГТУ и др..

Цель и задачи учебного пособия.

После проведенных расчетов рабочего цикла ПДВС были определены параметры состояния рабочего тела, индикаторные и эффективные показатели работы ПДВС, а также основные размеры рабочего цилиндра: диаметр цилиндра и ход поршня, которые в дальнейшем используются для расчетов и исследований при построении теоретической индикаторной диаграммы, диаграмм сил инерции поступательно движущихся масс (ПДМ) кривошипно-шатунного механизма (КШМ), движущей силы, касательной силы и суммарных касательных сил.

Силовая схема кривошипно-шатунного механизма.

Кривошипно-шатунным механизмом называют механизм, служащий для преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения поршня во вращение кривошипа (коленчатого вала) и наоборот.

КШМ включает в себя:

- коленчатый вал с заглушками масляного канала;
- шатун с подшипником скольжения (качения) и каналом для охлаждения поршня;
- поршневой палец с деталями крепления;
- поршень с полостью охлаждения (или без неё) с камерой сжатия (или без неё) с компрессионными (не менее двух) и маслосъёмными (не менее одного) кольцами;
- втулку цилиндра;
- крышку цилиндра.

Во время работы двигателя в кривошипно-шатунном механизме поршневого ДВС действует ряд сил, циклически изменяющих свою вели-

чину и направление действия. Кинематическая схема сил, действующих в КШМ, представлена на рис.1:

- сила давления газов на поперечную площадь цилиндра $P_{газ}$, МН;
- сила инерции поступательно движущихся масс КШМ $P_{ин}$, МН;
- сила веса поступательно движущихся частей КШМ $P_{в}$, МН;
- сила сопротивления окружающей среды P_0 , МН;
- сила, возникающая от трения в КШМ $P_{тр}$, МН.

Сила давления газов в рабочей полости одновременно и одинаково действует как на поршень, так и на крышку цилиндра. Поэтому сила, равнодействующая силе давления газов на поперечную площадь цилиндра, всегда имеет равную себе по величине и противоположную по направлению силу, приложенную к крышке цилиндра. Эта пара сил внутри системы взаимно уравновешена и, следовательно, не смотря на то, что в течении рабочего цикла сила давления газов непрерывно изменяется, вибрации двигателя (при уравновешенном поршне) она не вызывает [3].

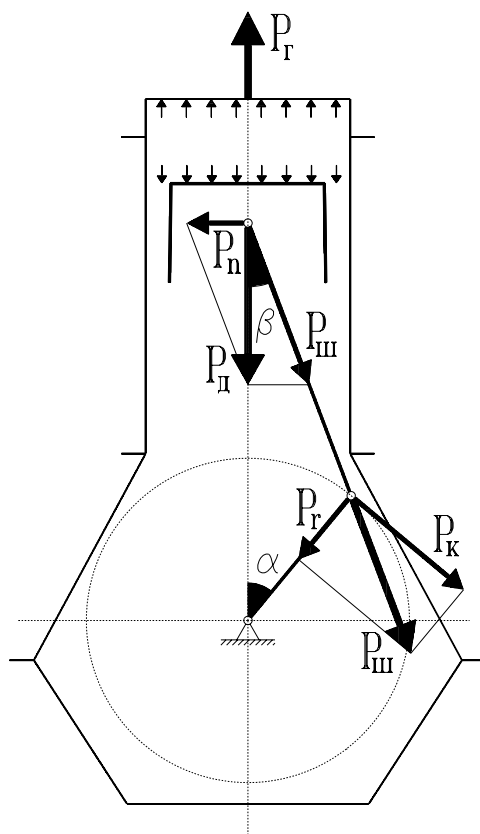


Рис.1 Кинематическая схема сил, действующих в КШМ.

Равнодействующая газовых сил направлена по оси цилиндра, а её величина:

$$P_{газ} = (p - p_0) \cdot F_{цил} , \text{ МН} \quad (1)$$

где p – давление газов в рабочей полости, определяемое по индикаторной диаграмме, МПа;

p_0 – атмосферное давление, МПа;

$F_{\text{цил}}$ – поперечная площадь цилиндра, м^2 .

Знание величины газовой силы необходимо для дальнейшего её использования в динамическом и прочностном расчёте поршневого ДВС, в расчёте остова двигателя, его станины, рамы, крышки цилиндров, анкерных связей и так далее.

Основным недостатком КШМ является неравномерное движение поршня при равномерном вращении коленчатого вала – в каждой мёртвой точке скорость поршня равна нулю, затем она возрастает до максимума и вновь падает до нуля в следующей мёртвой точке в течении одного хода. Такое неравномерное движение поршня и связанного с ним комплекта подвижных деталей вызывает переменные по величине и направлению действия силы инерции $P_{\text{ин}}$ поступательно движущихся частей КШМ, направленные по оси цилиндра. Циклически изменяющие свою величину и направление действия силы инерции вызывают вибрацию двигателя. Устранить такую вибрацию можно только создав силы, равные по величине и противоположные по направлению силам инерции. Неуравновешенные силы инерции 1^{ого} порядка уравниваются установкой противовесов на щёки коленчатого вала, а неуравновешенные силы инерции 2^{ого} порядка уравниваются установкой специальных валов с противоположно движущимися массами. Знание величин уравновешенных и неуравновешенных сил инерции необходимо для дальнейшего их использования в динамическом и прочностном расчёте поршневого ДВС.

Сила веса поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма в высокооборотных транспортных поршневых ДВС по сравнению с силами давления газов и силами инерции пренебрежимо мала и её, как правило, не учитывают. Учёт этой силы целесообразно вести только для малооборотных крупногабаритных ПДВС, где она может достигать существенной величины.

Сила сопротивления окружающей среды по сравнению с остальными силами пренебрежимо мала и её учёт ведут при более глубоких исследованиях.

Силу трения в КШМ рассчитать точно трудно, поэтому она учитывается обычно в сопротивлении того механизма, который приводится в действие двигателем.

Таким образом, геометрическая сумма сил давления газов, сил инерции и, если только они учитываются, сил веса поступательно движущихся частей КШМ представляет собой движущее усилие (рис.1), направленное вдоль оси цилиндра и прикладываемое к оси поршневого пальца.

Движущее усилие, согласно законам теоретической механики, можно разложить на нормальную силу P_n , воспринимаемую стенкой цилиндра, и силу, действующую вдоль оси шатуна $P_{ш}$ (рис.1).

Сила $P_{ш}$, переданная посредством шатуна от оси поршневого пальца к оси шатунной шейки коленчатого вала, раскладывается на радиальную силу P_r , направленную вдоль оси кривошипа и воспринимаемую подшипниками коленчатого вала, и на касательную силу P_k , направленную перпендикулярно к оси кривошипа (рис.1).

Произведение касательной силы P_k на плечо, равное радиусу кривошипа, называется крутящим моментом:

$$M_{кр} = P_k \cdot r, \quad \text{МН·м} \quad (2)$$

Знание величин нормальной силы P_n , силы, действующей вдоль оси шатуна $P_{ш}$, радиальной P_r и касательной силы P_k необходимо для дальнейшего их использования в динамическом и прочностном расчёте ПДВС и его элементов.

Расчет и построение теоретической индикаторной диаграммы.

Расчетную индикаторную диаграмму строят по данным расчета рабочего цикла. В дальнейшем эта диаграмма является исходным материалом для динамического и прочностного расчетов ПДВС.

Теоретическая индикаторная диаграмма представляет собой последовательное изменение параметров состояния рабочего тела при переходе его из одного равновесного состояния в другое [4] за рабочие процессы: наполнения, сжатия, сгорания, расширения и выпуска.

Полезная площадь теоретической индикаторной диаграммы, отнесенная к длине отрезка, выражающего рабочий объем цилиндра с учетом масштаба, дает высоту (среднее условное теоретическое давление), кото-

рое в проектировании определяется аналитически в расчете рабочего цикла.

Построение теоретической индикаторной диаграммы ведется в прямоугольной системе координат V - P , при этом по горизонтальной оси абсцисс откладывается объемы цилиндра в м^3 , а по вертикальной оси ординат - абсолютное давление рабочего тела (парогазообразное вещество - [4]) в МПа. Масштабы объемов и давлений следует выбирать такими, чтобы длина и высота диаграммы были равными или почти равными. Обычно длина диаграммы принимается в пределах 180...250 мм. При выборе масштаба давлений следует учитывать, что он должен соответствовать ГОСТ, один МПа может соответствовать на диаграмме 20, 25, 40 или 50 мм.

В расчете рабочего цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания (ПДВС) были определены следующие величины, необходимые для построения индикаторной диаграммы.

— Параметры состояния рабочего тела в цилиндре ПДВС:

- абсолютное давление (Па);
- удельный объем ($\text{м}^3/\text{кг}$);
- абсолютная температура (К) для точек цикла (**a**, **c**, **z'**, **z**, **b**, **r**).

— Основные характеристики цикла:

- $\varepsilon = V_a/V_c$ - степень сжатия поршневого двигателя;
- $\varepsilon_k = V_a/V_k$ - степень сжатия компрессора;
- $\varepsilon_0 = \varepsilon \cdot \varepsilon_k$ - общая степень сжатия комбинированного двигателя;
- $\lambda = P_z/P_c$ - степень повышения давления;
- $\rho = V_z/V_c$ - степень предварительного расширения;
- $\delta = V_b/V_z$ - степень последующего расширения;
- $\sigma = P_b/P_a$ - степень понижения давления;
- $\sigma_0 = V_k/V_a$ - степень уменьшения объема рабочего тела в охладителе;
- $\sigma_{k,0} = V_q/V_a$ - степень уменьшения объема рабочего тела в турбокомпрессоре и охладителе;
- n_1 - средний показатель политропы в политропическом процессе сжатия (**a-c**);
- n_2 - средний показатель политропы в политропическом процессе расширения (**z-b**);

— Нормальные условия комбинированного ПДВС принимают по ГОСТ:

$P_0 = 100$ кПа - атмосферное давление;

$T_0 = 298\text{K}$ (25°C) - температура окружающего воздуха;

$\psi_0 = 30\%$ - относительная влажность;

$T_b = 298\text{K}$ (25°C) - температура охлаждающей воды на входе в охладитель наддувочного воздуха;

$\Delta P_a = \Delta P_r = 0$ мм.рт.ст. - сопротивление (потери давления) на впуске и выпуске;

— Определяем значения объемов:

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad \text{- рабочий объем цилиндра;}$$

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \quad \text{- объем камеры сжатия;}$$

$$V_z = \rho \cdot V_c \quad \text{- объем предварительного расширения;}$$

$$V_a = V_s + V_c \quad \text{- полный объем цилиндра.}$$

С учетом выбранного масштаба давлений и объемов по определенным значениям давлений $P_a, P_c, P_z', P_z, P_b, P_r$ и объемов $V_a = V_b, V_c = V_z$ и V_r наносятся на диаграмму точки **a, c, z', z, b, a** (рис.2).

Между точками **a** и **c** строится кривая сжатия рабочего тела в цилиндре двигателя, представляющая из себя изменение параметров состояния рабочего тела в политропическом процессе со средним показателем политропы n_1 .

Между точками **z** и **b** строится кривая расширения рабочего тела в цилиндре двигателя, представляющая из себя изменение параметров состояния рабочего тела в политропическом процессе со средним показателем политропы n_2 .

Построение кривых сжатия и расширения рекомендуется производить аналитическим методом, согласно которого любая принятая расчетная точка на линии сжатия и расширения определяется по формулам следующих уравнений:

$$P_x = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1} \quad \text{- для процесса сжатия (от точки a до точки c),} \quad (3)$$

$$P_x = \frac{P_z}{\left(\frac{V_x}{V_z}\right)^{n_2}} \quad \text{- для процесса расширения (от точки } z \text{ до точки } b), \quad (4)$$

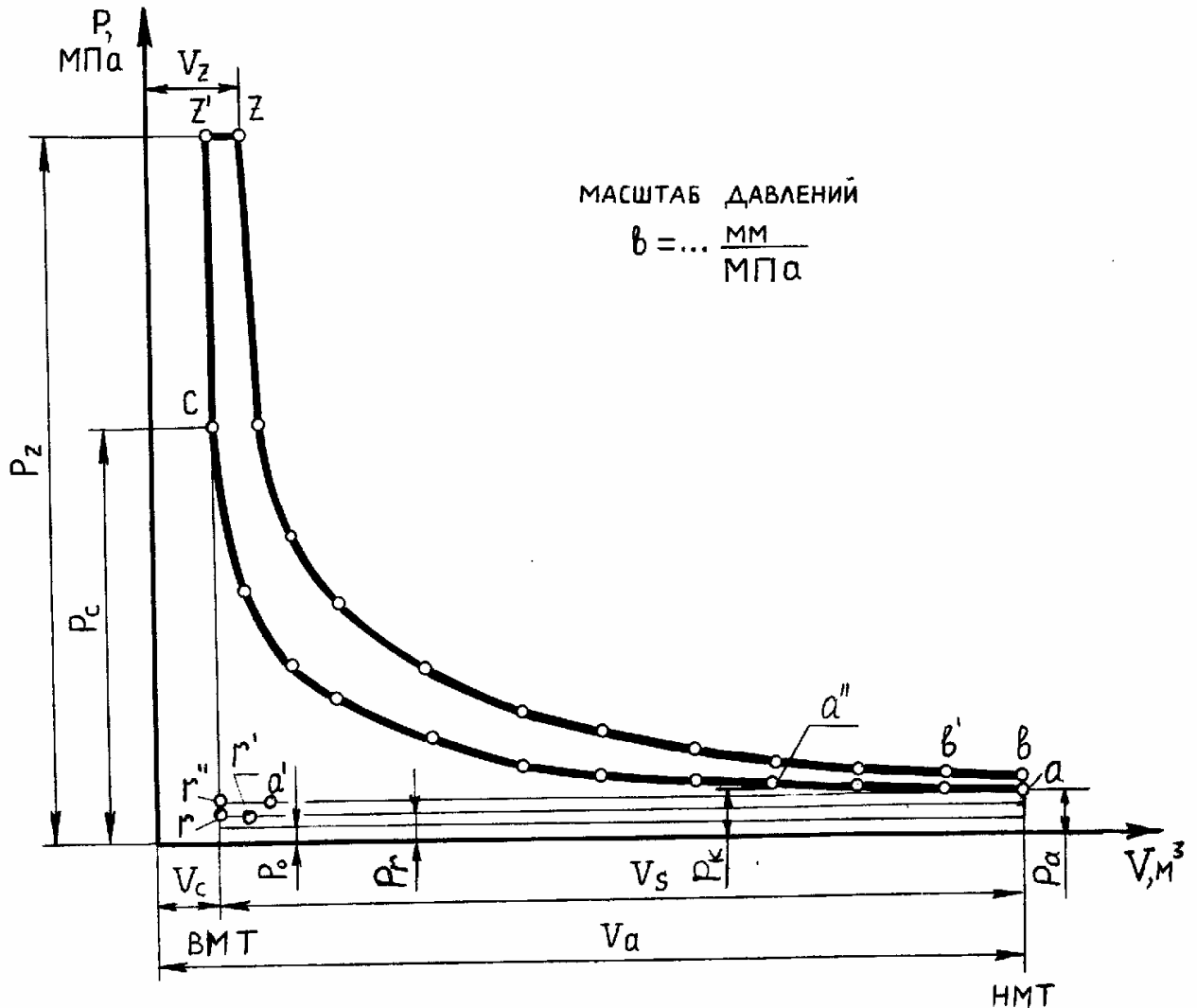


Рис.2 Теоретическая индикаторная диаграмма 4^х тактного ПДВС.

Для построения кривой линии процесса сжатия следует выбирать различные отношения V_a/V_x . Отношения объемов цилиндра V_a/V_x рекомендуется задавать целыми числами от степени сжатия ϵ , но не менее 12^{ти} точек на ход поршня - то есть не реже, чем через 15° пкв (табл.1). Для каждого заданного отношения V_a/V_x определяется по формуле (3) соответствующее давление P_x по ходу поршня или по углу поворота коленчатого вала. Определение точек кривой изменения параметров состояния рабочего тела в цилиндре двигателя за процесс сжатия рекомендуется ввести в табличной форме (табл.1) в следующем порядке.

Таблица 1.

Номера точек	$\frac{V_a}{V_x}$	$\lg \frac{V_a}{V_x}$	$n_1 \cdot \lg \frac{V_a}{V_x}$	$\left(\frac{V_a}{V_x}\right)^{n_1}$	$P_x = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_x}\right)^{n_1}$
1	2	3	4	5	6
1	1				
2	2				
3	3				
...	...				
...	...				
...	ε				

Примечание: графы 3 и 4 заполняются только при ведении ручного счёта.

Если в табл.1 значения величины V_a и P_a принимаются в мм, то и определенные величины P_x получаются также в мм.

При построении кривой изменения параметров состояния рабочего тела в цилиндре двигателя за процесс расширения рекомендуется ввести по табличной форме (табл.2) в следующем порядке. Отношения объемов цилиндра V_x/V_z задают числами от степени последующего расширения δ , но не менее 12^{ти} точек на ход поршня - то есть не реже, чем через 15°пкв (табл.2). Для каждого заданного V_x/V_z определяется по формуле (4) соответствующие давления P_x по ходу поршня или углу поворота кривошипа коленчатого вала. Если в табл.2 значения величины V_z и P_z принимаются в мм, то и определенные величины P_x получаются также в мм.

Таблица 2.

Номера точек	$\frac{V_x}{V_z}$	$\lg \frac{V_x}{V_z}$	$n_2 \cdot \lg \frac{V_x}{V_z}$	$\left(\frac{V_x}{V_z}\right)^{n_2}$	$P_x = P_z / \left(\frac{V_x}{V_z}\right)^{n_2}$
1	2	3	4	5	6
1	1				
2	1,25				
3	1,5				
...	2				
...	3				
...	...				
...	δ				

Примечание: графы 3 и 4 заполняются только при ведении ручного счёта.

По найденным значениям P_x строятся кривые изменения параметров состояния рабочего тела в цилиндре двигателя для политропных процессов сжатия и расширения.

Изменения параметров состояния рабочего тела в процессе наполнения ($P_a V_a T_a$) и в процессе выпуска ($P_r V_r T_r$) в теоретической индикаторной диаграмме допускается принимать постоянными, в виде прямых линий, параллельных оси абсцисс.

По построенной индикаторной диаграмме определяют индикаторные показатели двигателя [6]. За основу исследования индикаторных показателей по индикаторной диаграмме берут среднее индикаторное давление, которое вычисляют по величине полезной индикаторной работы. Полезная индикаторная работа на индикаторной диаграмме изображена площадью “ $acz'zb$ ” (рис.2). Площадь “ $acz'zb$ ” может быть определена:

- при использовании миллиметровой бумаги;
- с помощью планиметра;
- с помощью прикладного математического и программного обеспечения на ПЭВМ.

Определение среднего индикаторного давления выполняется по формуле:

$$P_i = F \cdot \frac{1}{\ell \cdot b}, \text{ МПа} \quad (5)$$

где: $F \Rightarrow \text{мм}^2$, полезная площадь индикаторной диаграммы;
 $\ell \Rightarrow \text{мм}$, длина (по абсциссе) индикаторной диаграммы;
 $b \Rightarrow \text{мм/МПа}$, масштаб давления.

Для ДВС с наддувом в площадь индикаторной диаграммы “ F ” необходимо включить положительную площадь, образованную прямоугольником между линиями давления P_a и P_r на длине полного хода поршня (рис.2).

Для двигателя без наддува аналогичная площадь является отрицательной, поэтому ее следует из полезной площади индикаторной диаграммы вычитать.

Определение среднего индикаторного давления графоаналитическим методом необходимо производить с целью проверки величины, полученной аналитически, при этом расхождение в величинах P_i , найденных двумя методами, не должно превышать (3...4)%.

Способ построения индикаторной диаграммы для цикла двухтактного ДВС аналогичен способу построения индикаторной диаграммы цикла

четырехтактного ДВС, за исключением некоторых особенностей, а именно: в двухтактном двигателе объем, освобождаемым перемещением поршнем, равен:

$$V_s = V_a' - V_c + V_\psi, \quad (6)$$

где: $V_a' \Rightarrow$ полный (полезный) объем цилиндра;

$V_\psi \Rightarrow$ объем цилиндра, занятый выпускными окнами.

Выразим объем V_ψ в долях хода поршня через отношение $\psi = \frac{V_\psi}{V_s}$,

объем, описываемый поршнем, будет равен: $V_s = V_a' \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon - \psi}$,

где: $\varepsilon = \frac{V_a'}{V_c} \Rightarrow$ действительная степень сжатия;

$V_a = V_s + V_c \Rightarrow$ полный объем цилиндра.

Конец диаграммы “**bdesa**” (рис.3), соответствующий периоду выпуска и продувки, строится в зависимости от типа продувки

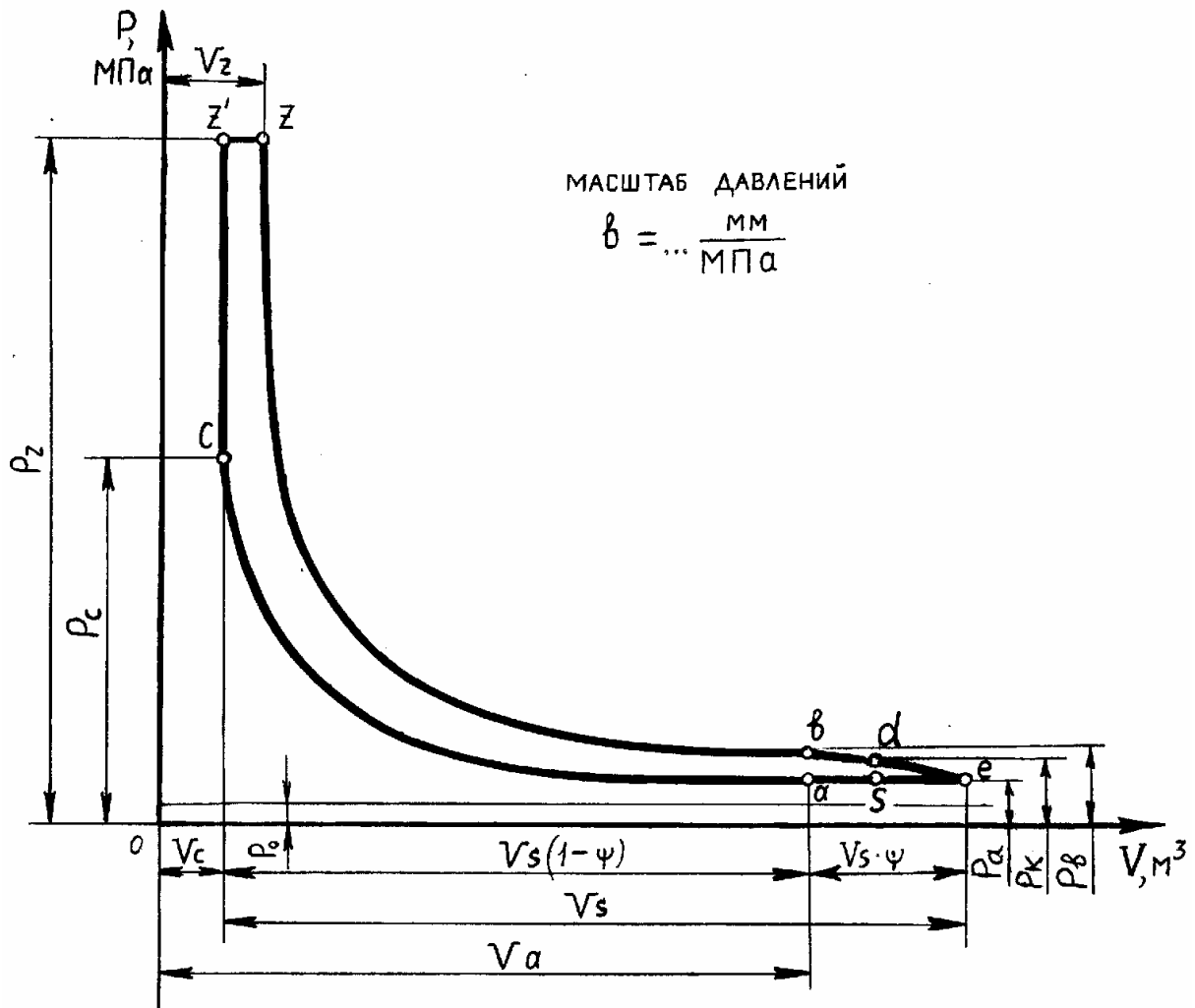


Рис.3 Теоретическая индикаторная диаграмма 2^x тактного ПДВС.

**Построение диаграммы сил инерции
поступательно-движущихся частей
кривошипно-шатунного механизма.**

Построение диаграммы сил инерции поступательно-движущихся частей КШМ рекомендуется вести графоаналитическим способом Толле, при построении кривой сил инерции, отнесенной к 1 см² поперечной площади цилиндра, принимается тот же масштаб что и для индикаторной диаграммы (рис.4). Длина прямой АВ (рис.4) равна полному перемещению поршня, а в масштабе оси абсцисс - длине индикаторной диаграммы.

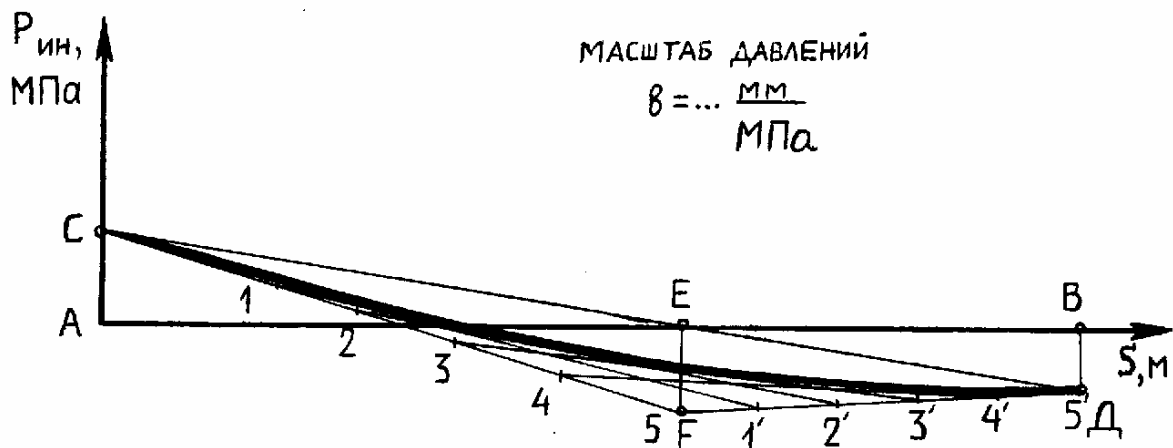


Рис.4 Диаграмма сил инерции поступательно-движущихся частей кривошипно-шатунного механизма

Из точки А в масштабе ординат индикаторной диаграммы откладывается вверх величина:

$$AC = \frac{M_{ПДМ}}{F_{ц}} \cdot r\omega^2 (1 + \lambda) \cdot \frac{1}{b} \cdot 10^{-6}, \text{ мм} \quad (7)$$

Из точки В откладывается вниз величина:

$$BD = \frac{M_{ПДМ}}{F_{ц}} \cdot r\omega^2 (1 - \lambda) \cdot \frac{1}{b} \cdot 10^{-6}, \text{ мм} \quad (8)$$

Построенные точки С и D соединяются прямой линией. Из точки пересечения линии CD с осью абсцисс (AB) откладывается по вертикали вниз отрезок EF, длина которого определяется по формуле:

$$EF = 3 \cdot \frac{M_{\text{ПДМ}}}{F_{\text{ц}}} \cdot r \omega^2 \lambda \cdot \frac{1}{b} \cdot 10^{-6}, \text{ мм} \quad (9)$$

где: $r \Rightarrow$ м, радиус кривошипа;

$\lambda = \frac{r}{l} \Rightarrow$ отношение радиуса кривошипа к конструктивной длине шатуна;

$F_{\text{ц}} \Rightarrow$ м², поперечная площадь цилиндра;

$\omega = \pi n / 30 \Rightarrow$ 1/с угловая скорость вращения кривошипа коленчатого вала;

$n \Rightarrow$ мин⁻¹ \Rightarrow частота вращения кривошипа коленчатого вала;

$b \Rightarrow$ мм/МПа, масштаб ординат индикаторной диаграммы;

$10^{-6} \Rightarrow$ коэффициент для перевода величины давления в МПа.

Масса $M_{\text{ПДМ}}$ может быть принята по данным построенных двигателей внутреннего сгорания, приведенным в книге З.А. Хандова “Судовые двигатели внутреннего сгорания” (конструкция и расчет), изд. “Транспорт”, 1969г.. В учебниках и справочниках по ДВС также приводятся данные по массе $M_{\text{ПДМ}}$ в виде таблиц, где указаны величины масс ПДМ, отнесенные к одному см² поперечной площади цилиндра в зависимости от типа двигателя и материала поршня $M_{\text{ПДМ}}/F_{\text{ц}}$. Для вычисления сил инерции величину, взятую из таблицы, необходимо умножить на 10^4 для перевода $F_{\text{ц}}$ в м². После определения величин прямых AC, BD и EF производится построение диаграммы по методу Толле. По этому методу точка F соединяется вспомогательными линиями с точками С и D и полученные отрезки FC и FD делятся на одинаковое число равных частей, но не менее чем на пять. Точки деления нумеруются в одном направлении и одноименные точки соединяются прямыми 1-1', 2-2' и т.д. Через точки С и D и точки, лежащие на **середилах отрезков** пересечений прямых, соединяющих одноименные номера точек, проводится плавная кривая, которая с достаточной

точностью выражает изменение сил инерции поступательно движущихся масс КШМ в зависимости от положения поршня.

Построение диаграммы сил инерции можно производить аналитическим методом. Для этого пользуются уравнением:

$$y = \frac{M_{\text{ПДМ}}}{F_{\text{ц}}} \cdot r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \cdot \frac{1}{b} \cdot 10^{-2}, \text{ мм} \quad (10)$$

где: $y \Rightarrow$ мм, - текущая ордината;

$$\frac{M_{\text{ПДМ}}}{F_{\text{ц}}} \Rightarrow \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \quad - \text{ величина, взятая из таблицы.}$$

Задаваясь углами поворота кривошипа φ , определяются ординаты сил инерции. Соединяя плавной кривой линией эти ординаты, получают кривую изменения силы инерции КШМ в зависимости от перемещения поршня или угла поворота кривошипа. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = \frac{r}{l}$, в современных судовых ДВС равно $\lambda=(1/3.3 \dots 1/5.5)$, при этом $\lambda=(1/5.5 \dots 1/4.0) \Rightarrow$ для малооборотных СДВС; и $\lambda=(1/4.0 \dots 1/3.3) \Rightarrow$ для высокооборотных и крейцкопфных СДВС [2].

Построение диаграммы движущих сил.

Во время работы двигателя в кривошипно-шатунном механизме действует движущая сила, которая алгебраически складывается из следующих пяти сил:

$$P_{\text{д}} = P_{\text{газ}} + P_{\text{ин}} + P_0 + P_{\text{в}} + P_{\text{тр}}, \text{ МН} \quad (11)$$

где: $P_{\text{д}} \Rightarrow$ МН, движущая сила;

$P_{\text{газ}} \Rightarrow$ МН, сила давления газов на поперечную площадь цилиндра;

$P_{\text{ин}} \Rightarrow$ МН, сила инерции поступательно движущихся частей (ПДМ);

$P_0 \Rightarrow$ МН, сила сопротивления окружающей среды;

$P_v \Rightarrow$ МН, сила веса поступательно движущихся частей;

$P_{тр} \Rightarrow$ МН, сила, возникающая от трения КШМ.

Силу трения $P_{тр}$ трудно точно рассчитать, поэтому она обычно учитывается в сопротивлении того механизма, который приводится в действие двигателем. Следовательно, в движущейся силе учитываются только силы:

$$P_d = P_{газ} + P_{ин} + P_0 + P_v, \text{ МН} \quad (12)$$

При построении диаграммы движущейся силы, действующей в двигателе, все силы относят к 1 м^2 поперечной площади цилиндра при любом угле поворота кривошипа, строится так называемая диаграмма движущейся силы (рис.5). Для построения проводится горизонтальная линия, на ней откладывается отрезок “**m-m**”, равный одному четырехтактному циклу или четырем тактам или четырем ходам поршня (в масштабе индикаторной диаграммы по оси абсцисс отрезок “**m-m**”, равный учетверенному ходу поршня). Индикаторная диаграмма разворачивается по ходам поршня (по углу поворота кривошипа от 0° до 720° пкв). При ее разворачивании прямая “**m-m**” принимается за атмосферную линию, вследствие чего все ординаты развернутой индикаторной диаграммы оказываются меньшими соответствующих им ординат исходной индикаторной диаграммы (рис.2) на число миллиметров чертежа соответствующих 0.1 МПа (атмосферное давление). Приняв линию за ось абсцисс, на диаграмму наносят кривую (параболу) сил инерции ПДМ с рис.4, в принятом ранее масштабе, при этом линия АВ диаграммы сил инерции должна совпадать с линией “**m-m**”. Кривая сил инерции наносится на все участки развернутой индикаторной диаграммы в зеркальном изображении относительно линии “**m-m**” (рис.5), т.е. атмосферной линии.

Для определения положения поршня при различных угла поворота кривошипа с учетом конечной длины шатуна в диаграмму вводится поправка Брикса.

С этой целью на (15...20) мм ниже нижней части построенной диаграммы сил инерции проводится прямая параллельная оси абсцисс,

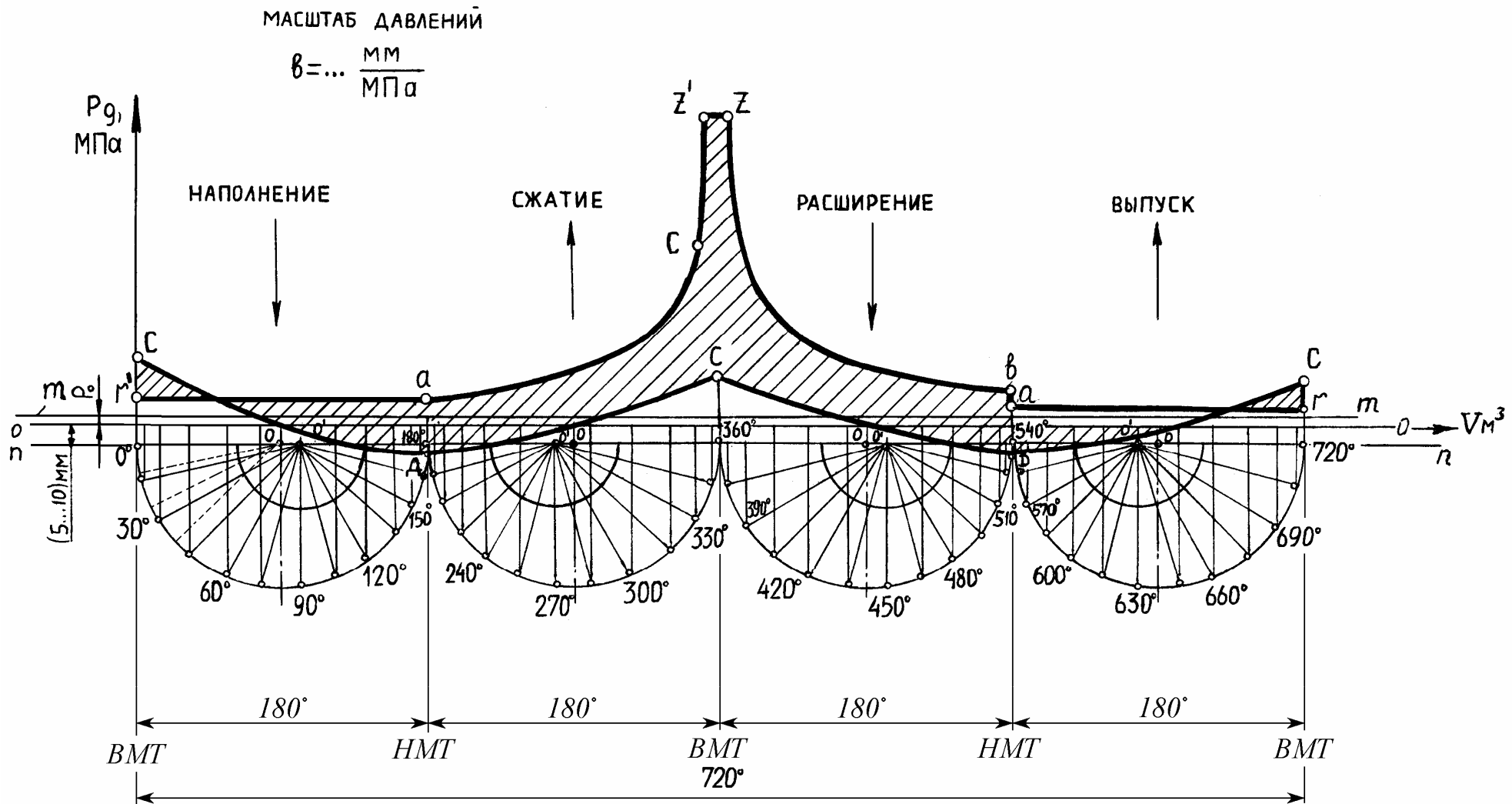


Рис.5 Диаграмма движущих сил 4^х тактного ПДВС.

на которой откладывается отрезок “**n-n**” равный по длине отрезку “**m-m**”. Отрезок “**n-n**”, также как и отрезок “**m-m**”, делится на четыре равных участка, каждый из которых в масштабе абсцисс диаграммы равен ходу поршня (или двум радиусам кривошипа).

На каждом из участков отрезка “**n-n**” вниз проводятся полуокружности. Для учета влияния конечной длины шатуна от центра полуокружности “**O**” в сторону НМТ откладывается поправка Брикса в масштабе абсциссы индикаторной диаграммы. Поправка Брикса определяется по формуле:

$$B = OO' = \frac{r^2}{2l} = \frac{r}{2} \cdot \frac{r}{l} = \frac{r \cdot \lambda}{2} \quad (13)$$

Величина r определяется непосредственно из диаграммы в мм. Из каждой точки “**O**” проводятся лучи до пересечения с полуокружностями. Угол между двумя лучами обычно принимается 15° пкв, но он может быть равным $(10-12-15-18-20)^\circ$ пкв в зависимости от числа цилиндров. Этот угол определяется по формуле:

$$\Delta\varphi = \frac{720^\circ}{k \cdot i} \Rightarrow \text{для четырехтактных ДВС};$$

$$\Delta\varphi = \frac{360^\circ}{k \cdot i} \Rightarrow \text{для двухтактных ДВС}$$

где: $i \Rightarrow$ число рабочих цилиндров;
 $k \Rightarrow$ положительное целое число.

Затем, из центра поправки Брикса (точка O') проводят линии, параллельные лучам, проведенным из точки “**O**”. Точки, полученные на окружностях, соответствуют определенным углам φ (рис.5). Из этих точек проводятся вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы и полученные величины давления откладывают на вертикали соответствующих углов φ . На развернутой индикаторной диаграмме показывают избыточное давление над поршнем.

Проекции полученных точек на диаметры (участки отрезка “n-n”) определяют положение поршня при соответствующих углах поворота коленчатого вала (°пкв).

Если из полученных точек провести вертикальные линии вверх до пересечения с линиями индикаторной диаграммы и диаграммы сил инерции ПДМ, то отрезок каждой из них, заключенный между линиями сил давления газов и сил инерции ПДМ, будет равен в принятом масштабе величине движущей силы при соответствующем угле пкв.

Построение диаграммы движущей силы для двухтактного двигателя производится аналогично, с той лишь разницей, что исходные диаграммы разворачиваются на два хода поршня (рис.6).

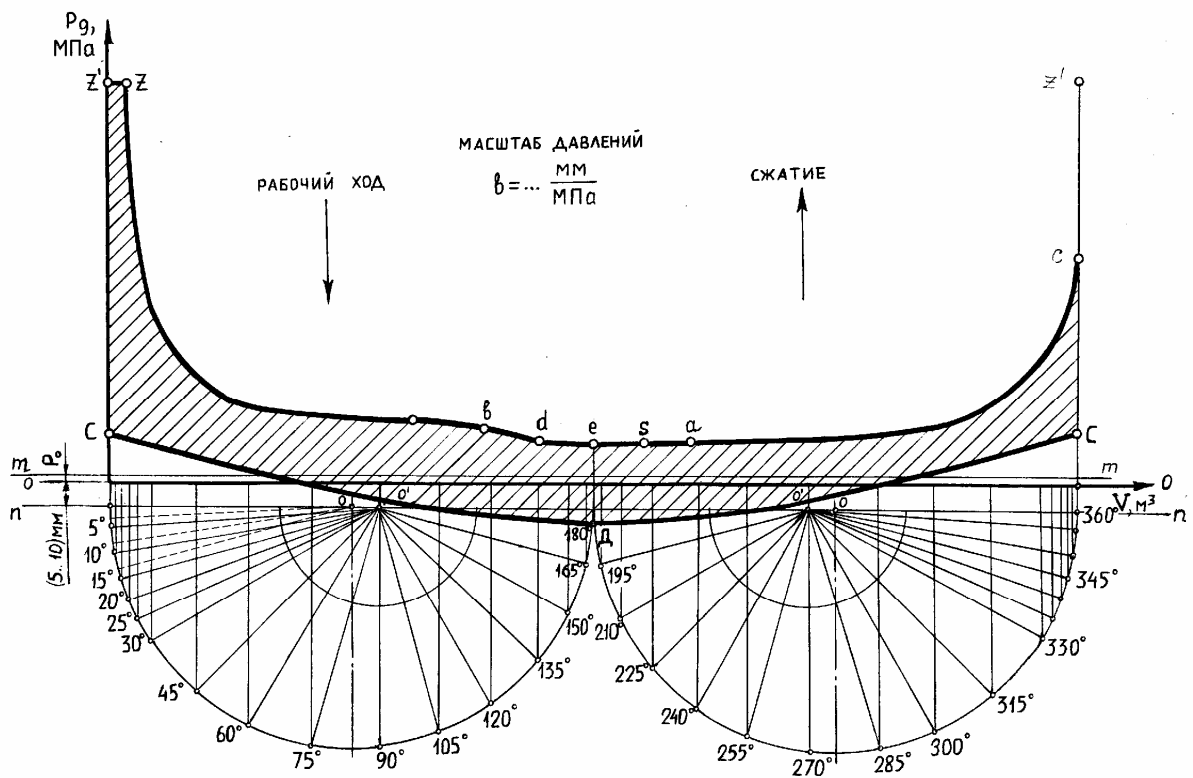


Рис.6 Диаграмма движущих сил 2^x тактного ПДВС.

Диаграмму движущей силы можно построить не развертывая исходные диаграммы по ходам поршня (рис.7 и 8).

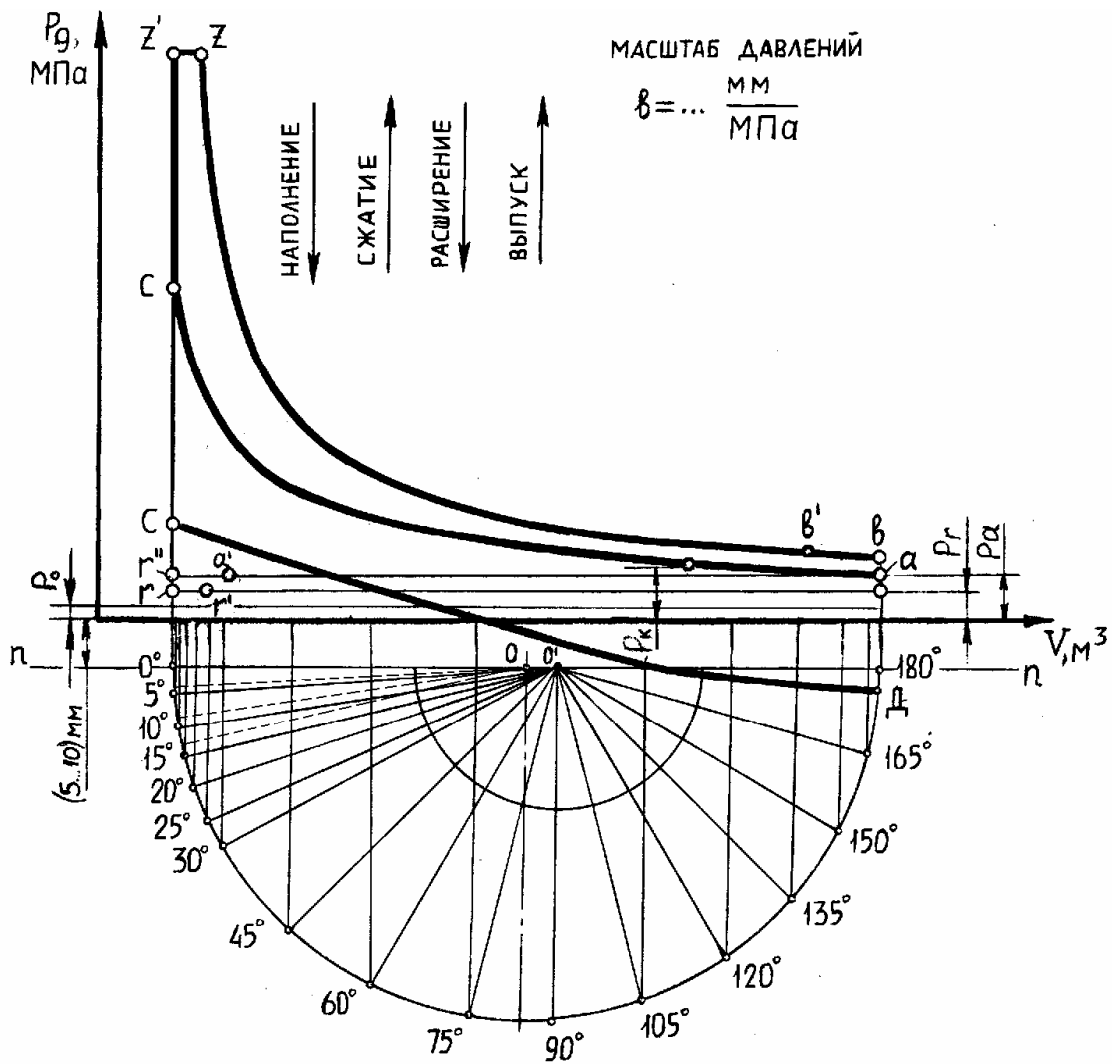


Рис.7 Диаграмма движущих сил 4^х тактного ПДВС.

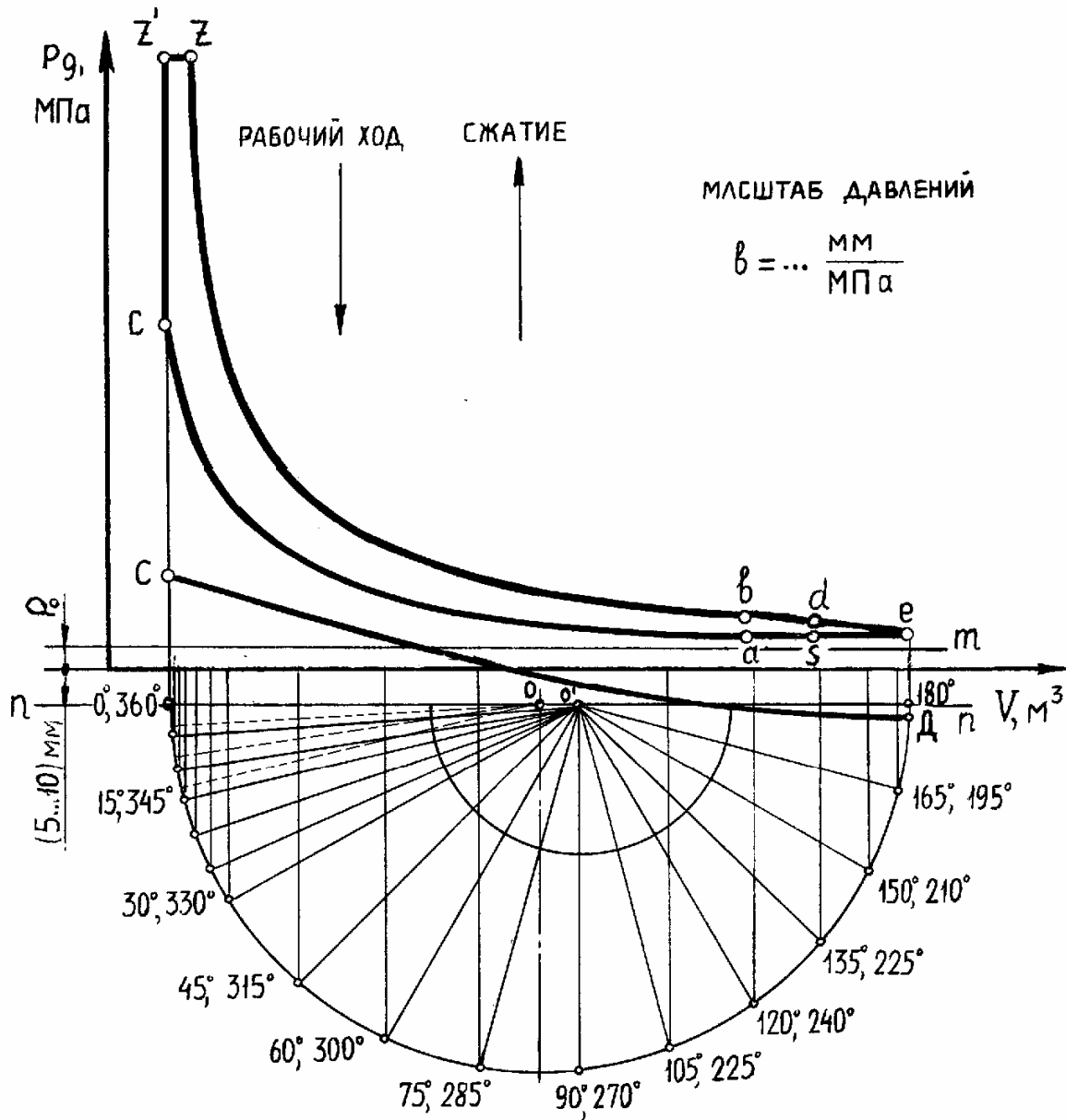


Рис.8 Диаграмма движущих сил 2^x тактного ПДВС.

Для определения знака движущей силы можно пользоваться следующим правилом. Если на диаграмме движущей силы в направлении движения поршня провести вектор, выражающий движение движущей силы, то сила считается положительной (+), если начало вектора лежит на кривой давления газов, а конец на кривой сил инерции и, наоборот, если начало вектора расположено на кривой сил инерции, а конец на кривой давления газов, то знак движущей силы отрицательный (-).

Построение диаграммы касательных усилий одного цилиндра.

Во время работы ПДВС в его КШМ возникают следующие силы (рис.1):

- P_D – суммарное движущее усилие, направленное вдоль оси цилиндра;
- P_n – нормальная сила, направленная перпендикулярно оси цилиндра;
- $P_{ш}$ – сила, направленная вдоль оси шатуна;
- P_r – радиальная сила, направленная по оси кривошипа;
- P_k – касательная сила, направленная перпендикулярно оси кривошипа.

Касательная сила, вращающая коленчатый вал, изменяет свою величину в зависимости от угла пкв. Она равна:

$$P_k = P_D \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}, \text{ МН} \quad (14)$$

где $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}$ – тригонометрическая функция, величина которой зависит от угла пкв α и относительной длины шатуна λ и берётся из таблиц, помещённых в учебниках (табл.3).

Для более точного построения линии касательной силы в начале такта рабочего хода, то есть в интервале 360° – 390° для четырёхтактных двигателей и 180° – 210° для двухтактных двигателей, определение ординат следует вести через каждые 4° – 5° пкв.

Поскольку движущее усилие имеет размерность МПа, то и определяемое касательное усилие относится к единице площади поперечного сечения цилиндра и имеет ту же размерность.

Таблица 3

Значение тригонометрической функции $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}$																	
α	0	5	10	15	20	25	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
λ	360	355	350	345	340	335	330	315	300	285	270	255	240	225	210	195	180
1/1,5	0	0,1451	0,2884	0,4280	0,5621	0,6887	0,8062	1,0851	1,2196	1,1838	1,0000	0,7481	0,5125	0,3291	0,1938	0,0896	0
1/2	0	0,1306	0,2595	0,3849	0,5051	0,6186	0,7236	0,9744	1,1062	1,1087	1,0000	0,8232	0,6258	0,4398	0,2764	0,1328	0
1/2,5	0	0,1219	0,2422	0,3594	0,4718	0,5781	0,6768	0,9156	1,0507	1,0743	1,0000	0,8575	0,6814	0,4986	0,3232	0,1583	0
1/3	0	0,1161	0,2307	0,3425	0,4499	0,5516	0,6464	0,8786	1,0168	1,0539	1,0000	0,8779	0,7153	0,5356	0,3536	0,1752	0
1/3,5	0	0,1120	0,2226	0,3304	0,4343	0,5329	0,6250	0,8530	0,9937	1,0402	1,0000	0,8916	0,7383	0,5612	0,3750	0,1872	0
1/4	0	0,1089	0,2164	0,3215	0,4227	0,5189	0,6091	0,8341	0,9769	1,0303	1,0000	0,9015	0,7551	0,5801	0,3909	0,1962	0
1/4,5	0	0,1065	0,2117	0,3145	0,4136	0,5081	0,5968	0,8196	0,9641	1,0228	1,0000	0,9090	0,7680	0,5946	0,4032	0,2032	0
1/5	0	0,1045	0,2079	0,3089	0,4064	0,4995	0,5870	0,8081	0,9540	1,0169	1,0000	0,9150	0,7781	0,6061	0,4130	0,2088	0
1/5,5	0	0,1029	0,2048	0,3043	0,4006	0,4925	0,5791	0,7988	0,9457	1,0121	1,0000	0,9198	0,7863	0,6154	0,4209	0,2133	0

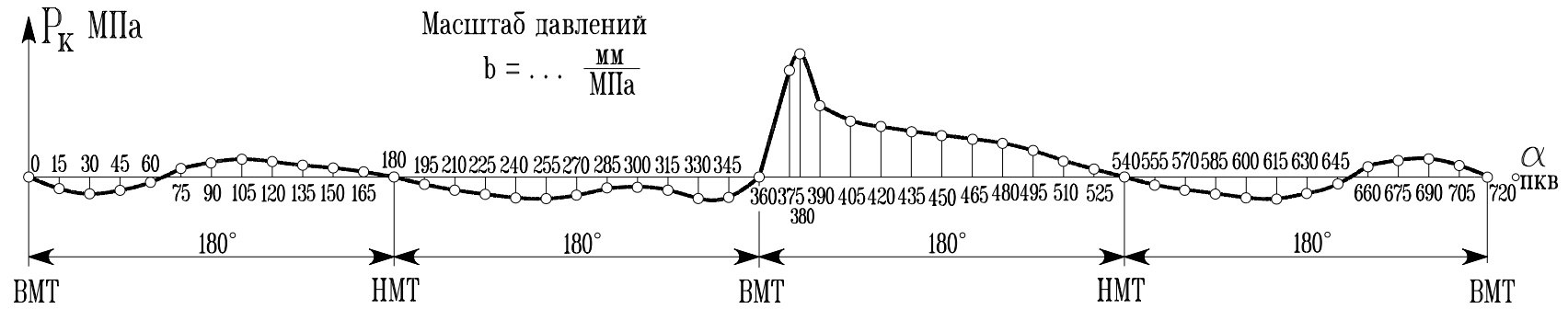


Рис.9 Диаграмма касательного усилия одного цилиндра 4^x тактного ПДВС.

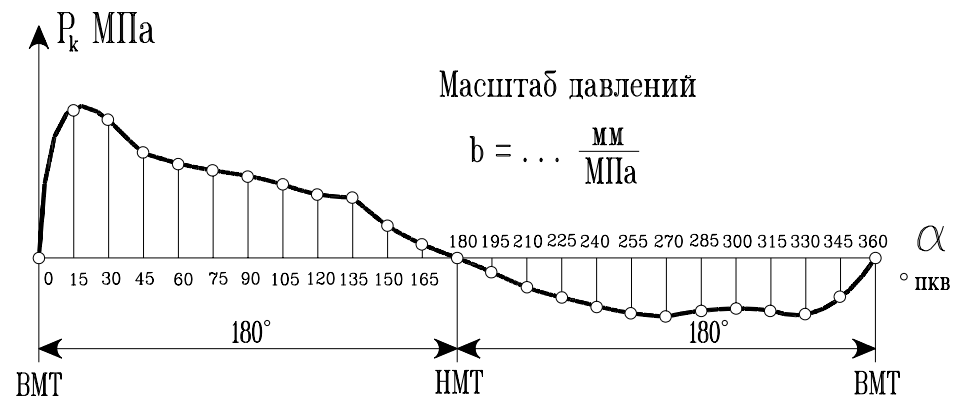


Рис.10 Диаграмма касательного усилия одного цилиндра 2^x тактного ПДВС.

Для определения величин касательного усилия используется табл.

4.

Таблица 4.

α°	P_D	$\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}$	$P_k = P_D \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}$
$0^\circ - 720^\circ$ для четырёхтактных ПДВС	Из диаграммы	Определяется	Подсчитывается
$0^\circ - 360^\circ$ для двухтактных ПДВС	движущих усилий	из табл.3	

По результатам расчёта в табл.4 строится диаграмма касательных усилий (рис.9 и10). При этом знак касательного усилия соответствует знаку движущего усилия без учёта знака тригонометрической функции. Площадь диаграммы касательного усилия, заключённая между осью абсцисс и линией диаграммы и равная разности площадей положительных и отрицательных участков должна равняться (с учётом масштабов) площади индикаторной диаграммы, так как работа сил инерции за цикл равна нулю.

Построение диаграммы суммарных касательных усилий.

Построение диаграммы суммарных касательных усилий для всего ПДВС производится путём суммирования ординат касательных усилий от всех цилиндров, сдвинутых по отношению друг к другу на угол пкв между двумя последующими вспышками цилиндров. Этот угол равен:

$$\varphi_0 = \frac{720^\circ}{i} \Rightarrow \text{для четырехтактных ДВС};$$

$$\varphi_0 = \frac{360^\circ}{i} \Rightarrow \text{для двухтактных ДВС}$$

где: $i \Rightarrow$ число рабочих цилиндров.

При построении диаграммы суммарных касательных усилий в результате суммирования получается i одинаковых участков по длине диаграммы (по числу цилиндров). Поэтому достаточно построить один из этих участков.

В качестве примера приводятся таблицы 5 и 6 для подсчёта ординат суммарного касательного усилия для двигателей с числом цилиндров $i=6$.

Для четырёхтактного двигателя

Таблица 5

Номера точек								
0	1	2	3	4	5	6	7	8
Углы поворота кривошипа, соответствующие рассматриваемым точкам								
Ординаты касательных усилий с их знаками в мм (в масштабе ординат рис.9)								
0	15	30	45	60	75	90	105	120
120	135	150	165	180	195	210	225	240
240	255	270	285	300	315	330	345	360
360	375	390	405	420	435	450	465	480
480	495	510	525	540	555	570	585	600
600	615	630	645	660	675	690	705	720
Алгебраическая сумма ординат (суммирование по вертикали)								

Для двухтактных двигателей

Таблица 6

Номера точек						
0	1	2	3	4	5	6
Углы поворота кривошипа, соответствующие рассматриваемым точкам						
Ординаты касательных усилий с их знаками в мм (в масштабе ординат рис.10)						
0	15	30	45	60	75	90
90	105	120	135	150	165	180
180	195	210	225	240	255	270
270	285	300	315	330	345	360
Алгебраическая сумма ординат (суммирование по вертикали)						

Пример построения диаграммы суммарных касательных усилий для четырёхтактного и для двухтактного ПЛРС приведён на рис. 11 и 12.

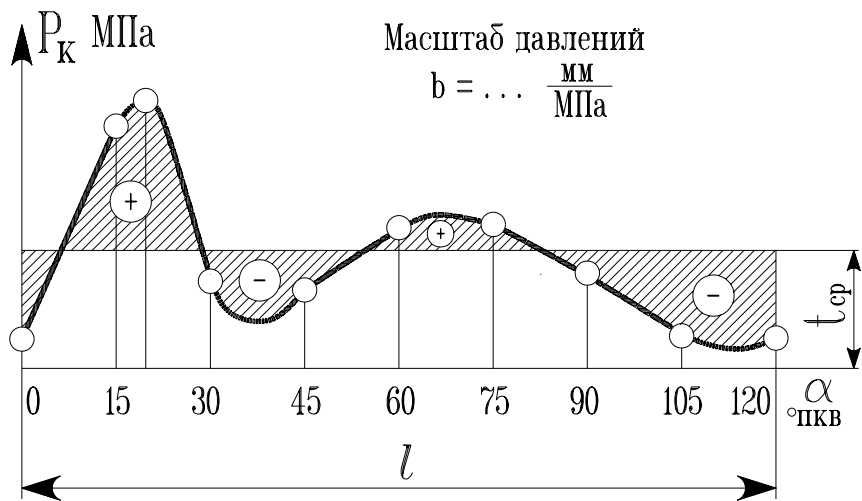


Рис.11 Диаграмма суммарных касательных усилий 4^х тактного ПДВС.

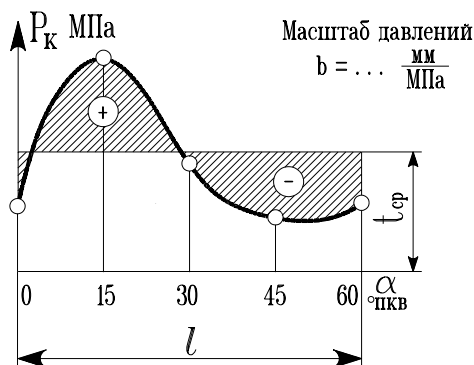


Рис.12 Диаграмма суммарных касательных усилий 2^х тактного ПДВС.

Работа сил инерции ПДМ и сил веса поршня за рабочий цикл цилиндра двигателя равна нулю. Следовательно, работа касательных сил за рабочий цикл, выражаемая площадью диаграммы касательных сил цилиндра, должна быть равна работе сил от давления газов, выражаемой площадью индикаторной диаграммы данного цилиндра.

Так как работа касательных сил при установившемся режиме равна работе сил сопротивления за цикл, то средняя касательная сила $t_{ср}$ должна быть равна средней за цикл силе полезного и вредного сопротивлений, приложенных к шейке кривошипа.

Для определения величины среднего касательного усилия t_{cp} необходимо площадь диаграммы, заключённую между линией суммарного касательного усилия и осью абсцисс, разделить на длину диаграммы. Если линия суммарного касательного усилия пересекает ось абсцисс, то площадь, расположенная под осью абсцисс, является отрицательной и вычитается из площади, расположенной над осью. Для проверки правильности построения диаграммы полученное значение t_{cp} сравнивается со значением, определяемым по формуле:

$$t_{cp} = \frac{P_i \cdot i \cdot k \cdot b}{\pi}, \text{ мм} \quad (15)$$

где P_i – среднее индикаторное давление, МПа;

i – число цилиндров;

k – коэффициент тактности, равный:

$k=0,5$ для четырёхтактных двигателей,

$k=1$ для двухтактных двигателей;

b – масштаб ординат, мм/МПа.

Расхождение между значением t_{cp} , определёнными двумя способами, не должно превышать 3–4%.

Расчёт маховика.

Для достижения заданной степени неравномерности вращения вала следует подсчитать необходимый для этого момент инерции вращающихся масс двигателя.

Расчёт производится по формуле:

$$J_{np} = \frac{A \cdot 900 \cdot 10^6}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot \delta}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (16)$$

где J_{np} – приведённый момент инерции вращающихся масс двигателя;

n – частота вращения вала, мин⁻¹;

δ – коэффициент неравномерности вращения, который принимается:

$\delta = \frac{1}{20} \div \frac{1}{50}$ – для двигателей, работающих на гребной винт;

$\delta = \frac{1}{100} \div \frac{1}{150}$ – для двигателей, приводящих генераторы постоянного тока;

$\delta = \frac{1}{150} \div \frac{1}{200}$ – для двигателей, приводящих генераторы переменного тока;

$\delta = \frac{1}{250} \div \frac{1}{300}$ – для двигателей, приводящих генераторы переменного тока, включённые в параллельную работу;

A – величина избыточной (недостающей) работы, соответствующая площади диаграммы суммарных касательных усилий, заключённой между линией суммарных касательных сил и линией t_{cp} .

Для определения величины A следует измерить вышеуказанную площадь (показана на рис.11 и 12 штриховкой) над линией t_{cp} или под ней и умножить на масштаб площади, который определяется по формуле:

$$m_0 = \frac{\pi \cdot R \cdot F_n \cdot \alpha}{l \cdot 180^\circ \cdot b}, \text{ МДж/мм}^2 \quad (17)$$

где b – масштаб давлений по оси ординат, мм/МПа;

l – длина диаграммы, мм;

α – угол пкв, соответствующий длине диаграммы l , °;

$r=S/2$ – радиус кривошипа, м;

$F_n = \pi D^2/4$ – площадь поперечного сечения цилиндра.

Здесь D – диаметр цилиндра, м.

Приведённый момент инерции вращающихся масс двигателя равен:

$$J_{np} = \sum J_{кшм} + J_M, \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (18)$$

где $\sum J_{кшм}$ – суммарный момент инерции вращающихся масс КШМ всех цилиндров;

J_M – момент инерции маховика.

Суммарный момент инерции вращающихся масс КШМ всех цилиндров определится по формуле:

$$\sum J_{кшм} = k \cdot M_{цдм} \cdot R^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (19)$$

где $k=20$ – для тронковых ПДВС;

$k=(10...14)$ – для крейцкопфных ПДВС.

Момент инерции маховика получаем как разность двух величин:

$$J_M = J_{np} - \sum J_{кшм}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (20)$$

Маховой момент маховика можно рассчитать через момент инерции:

$$M \cdot D = J_M \cdot 4, \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (21)$$

где M – масса маховика, кг;

D – диаметр окружности, проходящий через центр массы сечения обода, м.

Выбирая соотношение конструктивных параметров маховика можно принять:

$$D_n = (2 \dots 3) S, \text{ м} \quad (22)$$

где D_n – наружный диаметр маховика, м;

S – ход поршня, м.

Окружная скорость проверяется по формуле:

$$g = \frac{\pi \cdot D_n \cdot n}{60}, \text{ м/с} \quad (23)$$

Величина окружной скорости не должна превышать:

$$g \leq 25 \dots 35 \text{ м/с} \text{ – для чугунного маховика;}$$

$$g \leq 50 \dots 70 \text{ м/с} \text{ – для стального маховика.}$$

Диаметр D принимается $D = (0,7 \dots 0,9) D_n$, м.

Масса маховика $M = M D^2 / D_n^2$, кг.

Масса обода $M_{об} = (0,7 \dots 0,9) M$, кг.

При вычислении махового момента маховика двигателя, приводящего генератор, необходимо учитывать маховой момент ротора генератора, который приводится в справочниках на электромашины.

Литература.

1. А.С. Орлин. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М., “Машиностроение”, 1995.
2. В.И. Самсонов. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. М., “Транспорт”, 1990.
3. К.Г. Попык. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М., “Высшая школа”, 1970.
4. Исследование и расчёт теоретического цикла с продолженным расширением поршневого двигателя внутреннего сгорания. Учебное пособие. Л.А. Захаров, В.Л. Химич, В.А. Звонцов, С.Н. Хрунков. - НГТУ, Нижний Новгород, 2000.
5. Построение диаграмм: Методические указания по курсовому проектированию судовых двигателей внутреннего сгорания. Сост.: И.Я. Данилов, М.И. Печищев, В.А. Звонцов. - НГТУ, Горький, 1983.
6. Расчёт рабочего процесса судового дизеля. Методические указания по курсовому проектированию судовых ДВС. Сост.: В.Л. Химич, В.А. Звонцов, Д.И. Сеницын,

Лев Анатольевич Захаров
Владимир Леонидович Химич
Вениамин Александрович Звонцов
Сергей Николаевич Хрунков

Построение диаграмм изменения параметров
рабочих процессов, сил и моментов
в кривошипно-шатунном механизме.

Учебное пособие
по курсовому и дипломному проектированию
поршневых ДВС

Сдано в набор 28.01.2000 г.

Подписано в печать 30.01.2000 г.

Усл. печ. л. 2,0.

Уч. изд. л. 2,18.

т. 250

Заказ 238

Типография ОАО “Заволжский моторный завод”, г. Заволжье.