

Министерство образования Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра: "Инжиниринг силовых установок и транспортных
систем"

Курсовой проект

"Динамический расчет поршневых ДВС"

Группа: 43225/5

Студент: Пуказов Я. Г.

Преподаватель: Метелев А. А.

Санкт-Петербург
2018

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЁТУ ДВИГАТЕЛЯ

Исходными данными для динамического расчета двигателя являются данные технического задания, а также результаты выполненного теплового расчета.

1. Номинальная частота вращения коленчатого вала (КВ) $n := 3800$ 1/мин.

(Двигатель 1VD-FTV типа D4D устанавливается на автомобиль: Land Cruiser Prado)

$$\pi := 3.14 \quad \omega := \frac{\pi \cdot n}{30} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{3.14 \cdot 3800}{30} = 397.733 \text{ рад/с}$$

$$\omega := \text{round}(\omega, 3) = 397.733 \text{ рад/с}$$

2. Число и расположение цилиндров $i := 8$ V-образный

3. Степень сжатия двигателя $\varepsilon := 16.8$

4. Рабочий объем цилиндра двигателя $V_h := 0.543$ л

$$5. \text{Объем камеры сжатия (сгорания)} \quad V_c := \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.543}{16.8 - 1} = 0.034 \text{ л}$$

$$V_c := \text{round}(V_c, 3) = 0.034 \text{ л}$$

6. Диаметр цилиндра $D := 0.084$ м

$$7. \text{Площадь днища поршня} \quad F_n := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{3.14 \cdot 0.084^2}{4} = 0.006 \text{ м}^2$$

$$F_n := \text{round}(F_n, 3) = 0.006 \text{ м}^2$$

8. Ход поршня $S := 0.097$ м

9. Ход поршня эквивалентный объему камеры сгорания

$$S_c := \frac{S}{\varepsilon - 1} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.097}{16.8 - 1} = 0.006 \text{ м}$$

$$S_c := \text{round}(S_c, 3) = 0.006 \text{ м}$$

$$10. \text{Радиус кривошипа} \quad R := \frac{S}{2} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.097}{2} = 0.049 \text{ м}$$

$$R := \text{round}(R, 3) = 0.049 \text{ м}$$

$$11. \text{Коэффициент} \quad K := \frac{S}{D} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.097}{0.084} = 1.155$$

$$K := \text{round}(K, 3) = 1.155$$

12. Конструктивный параметр $L := 0.25$ м (длина шатуна)

$$\lambda := \frac{R}{L} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.049}{0.25} = 0.196$$

$$\lambda := \text{round}(\lambda, 3) = 0.196$$

2. ВЫБОР МАСШТАБОВ

Выбор масштабов определяется величиной хода поршня S и максимального давления цикла P_{zd} . Масштаб по давлению m_p , МПа/мм и по ходу поршня m_s , мм/мм, выбирается с таким расчетом, чтобы высота индикаторной диаграммы была в 1,2... 1,5 раза больше ее основания (ширины).

Для построения индикаторной диаграммы рекомендуется следующие масштабы:

– масштаб по оси ординат (масштаб давления) m_p выбирается в зависимости от расчетного значения максимального давления цикла $P_{zd} := 16$ МПа и высоте основания $y := 160$ мм) таким образом, чтобы высота диаграммы была не менее 12 см.

$$(m_p := \frac{P_{zd}}{y} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{16}{160} = 0.1 \quad m_p := \text{round}(m_p, 3) = 0.1)$$

– масштаб по оси абсцисс (масштаб по ходу поршня) выбирается в зависимости от расчетного значения максимального хода поршня $S_{cx} := 103$ мм и основанию графика $x := 170$

$$\text{мм)} \quad m_s := \frac{S_{cx}}{x} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{103}{170} = 0.606 \quad m_s := \text{round}(m_s, 3) = 0.606 \quad \text{выбирается исходя из}$$

условия обеспечения соотношения "высота/основание диаграммы" = 1:(1,2...1,5). (У меня получилось $\frac{y}{x} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{160}{170} = 0.941$, так как этот показатель ни на что не влияет, а график чертится от руки на миллиметровке А4, оставляем как есть ибо иначе ничего не влезает)

При выполнении динамического расчета следует использовать те же масштабы m_p и m_s , которые были выбраны для построения индикаторной диаграммы по результатам теплового расчета.

Масштаб давлений m_p одновременно является масштабом удельных (отнесенных к единице площади поршня) сил инерции и удельных суммарных сил. Поэтому на оси ординат диаграмм этих сил достаточно нанести шкалу давления (значение давления указывать через каждые 20 мм или 40 мм). Масштаб угла поворота коленчатого вала принимается равным

$$m_a := 2.5 \text{ град ПКВ/мм.}$$

По диаграммам давлений газов, удельных сил инерции и удельных суммарных сил можно судить об абсолютной величине этих сил, если воспользоваться масштабом сил m_p , МН/мм или кН/мм. Масштабом сил является производной величиной и определяется в зависимости от масштаба давлений и площади поршня:

$$m_p := m_p \cdot F_n \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.1 \cdot 0.006 = 6 \cdot 10^{-4} \text{ МН/мм}$$

$$m_{p1} := \text{round}(m_p, 6) = 6 \cdot 10^{-4} \text{ МН/мм}$$

или

$$m_p := m_p \cdot F_n \cdot 10^3 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.1 \cdot 0.006 \cdot 10^3 = 0.6 \text{ кН/мм}$$

$$m_p := \text{round}(m_p, 3) = 0.6 \text{ кН/мм}$$

где F_n – площадь поршня в м², m_p – масштаб давления в МПа/мм.

По диаграмме тангенциальной (удельной или абсолютной) силы можно судить о величине мгновенного индикаторного крутящего момента, создаваемого данным цилиндром, если воспользоваться масштабом момента мм, Н*м/мм.

$$m_M := m_{p1} \cdot R \cdot 10^6 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.0006 \cdot 0.049 \cdot 10^6 = 29.4 \text{ Н*м/мм}$$

$$m_M := \text{round}(m_M, 3) = 29.4 \text{ Н*м/мм}$$

где m_{p1} – масштаб сил в МН/мм, а R – радиус кривошипа в м;

или

$$m_M := m_p \cdot F_n \cdot R \cdot 10^6 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.1 \cdot 0.006 \cdot 0.049 \cdot 10^6 = 29.4 \text{ Н*м/мм}$$

$$m_M := \text{round}(m_M, 3) = 29.4 \text{ Н*м/мм}$$

где m_p – масштаб давлений в МПа/мм, F_n – площадь поршня в м², R – радиус кривошипа в м.

3. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА ДВИГАТЕЛЕЙ

Индикаторная диаграмма (рис.1) является исходной для построения диаграммы сил давления газов развернутой по углу поворота коленчатого вала. Она строится по результатам теплового расчета в координатах $p-V_x$ или $p-S_x$ (где V_x и S_x – текущие значения объема цилиндра или перемещение поршня) и в таком же виде переносится на лист динамического расчета. Рядом с индикаторной диаграммой приводится круговая диаграмма фаз газораспределения, на которой следует указать значение ПКВ, соответствующих началу открытия и концу закрытия выпускных клапанов.

На индикаторной диаграмме указано:

- точки, соответствующие моменту начала открытия и конца закрытия выпускных и выпускных клапанов (точка a' , a'' , b' , b'')
- точки, соответствующие расчетному и действительному максимальному давлению рабочего цикла (p_z и p_{zd})
- расчетная величина давления в ВМТ на такте сжатия (p'_c) (без учета начала процесса сгорания; точка "с" на диаграмме)
- действительную величину давления в ВМТ на такте сжатия (p'_c) (с учетом повышения давления вследствие начала процесса сгорания; точка "с'" на диаграмме)
- расчетная величина давления НМТ на такте расширения (p'_b) (без учета начала открытия выпускного клапана; точка "b" на диаграмме)
- действительная величина давления в НМТ на такте расширения (p_{bd}) (без учета начала открытия выпускного клапана; точка "b'" на диаграмме)
- расчетная величина давления в момент открытия выпускных клапанов (p'_b)
- точка "f" соответствующая подаче искрового разряда в двигателе с искровым зажиганием или началу впрыскивания топлива в дизелях
- точку "e" соответствующую началу второй фазы горения в двигателях с искровым зажиганием или началу воспламенения в дизелях
- отрезок соответствующий ходу поршня S или рабочему объему цилиндра двигателя V_h
- отрезок соответствующий объему камеры сжатия V_c или эквивалентному ему ходу поршня $S_c := \frac{V_c \cdot 10^{-3}}{F_n} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.034 \cdot 10^{-3}}{0.006} = 0.006$ м, где F_n – площадь поршня
- точка "а" соответствующая давлению в конце такта впуска (в НМТ)
- точка "г" соответствующая давлению в конце такта выпуска (в ВМТ)

4. ДИАГРАММА СИЛ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ, РАЗВЕРНУТАЯ ПО УГЛУ ПОВОРОТА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Диаграмма представляет собой график избыточных давлений газов на поршень. Силы давления газов, действующие на поршень, заменяют одной силой P , направленной по оси цилиндра и приложенной к центру оси поршневого пальца.

Развернутая диаграмма сил давления газов, как и остальные диаграммы удельных сил, строиться в том же масштабе, что и индикаторная диаграмма.

Для построения развернутой диаграммы $p_z(\alpha)$ на индикаторной (свернутой) диаграмме надо найти ординаты, соответствующие различным положениям КВ, от 0 до 360 (720) градусов с шагом (5...10) град ПКВ.

Для получения зависимости $p_z(\alpha)$ или зависимости $p_z(S_x)$ используется уравнение кинематики КШМ

$$S_x := S_x(\alpha) = r \cdot \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \right]$$

где α – угол ПКВ, отсчитываемый от ВМТ.

Задача сводится к построению сложной функции

$$P_z(\alpha) := P_z \cdot [S_x(\alpha)]$$

Однако связь между углом ПКВ и перемещением поршня удобнее всего получить графически, по методу проф. Ф.А. Брикса. Для этого под индикаторной диаграммой из точки "О", соответствующей половине хода поршня, строят вспомогательную

полуокружность радиусом $R_0 := \frac{S}{2 \cdot m_s} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.097}{2 \cdot 0.606} = 0.08 \text{ м}$ $R_0 := \text{round}(R_0, 3) = 0.08$

м, где S – ход поршня, m_s – масштаб хода поршня. Затем от центра полуокружности в сторону НМТ откладывают отрезок OO_1 , равный

$$OO_1 := \frac{R \cdot \lambda}{2 \cdot m_s} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.049 \cdot 0.196}{2 \cdot 0.606} = 0.008 \text{ м} \quad OO_1 := \text{round}(OO_1, 3) = 0.008 \text{ м}$$

Полуокружность $R_{O1} := \frac{S}{2 \cdot m_s} - 2 \cdot OO_1 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.097}{2 \cdot 0.606} - 2 \cdot 0.008 = 0.064 \text{ м}$ из центра

O_1 делят лучами с интервалом равным выбранному шагу (например 10 градусов). Из точек пересечения лучей с полуокружностью проводят вертикальные линии до пересечения с линиями давлений на индикаторной диаграмме. Отрезки вертикальных линий от оси абсцисс до соответствующих линий на индикаторной диаграмме отображают абсолютное давление газов в цилиндре двигателя для конкретного рассматриваемого положения коленчатого вала.

После построения индикаторной диаграммы строится координатная сетка для всех сил, которые должны быть развернуты в координатах p - α .

Ось абсцисс (ось углов ПКВ) с учетом градации углов (10 градусов) делится на части (длительность рабочего цикла 720 градусов ПКВ для четырехтактного и 360 градусов

ПКВ для двухтактного ДВС) по (10...15)мм (с учетом масштаба $m_a = 2.5$ град/мм), и через эти точки проводят вертикальные линии.

Развертку индикаторной диаграммы начинают от ВМТ в процессе расширения.

При этом надо учесть, что на свернутой диаграмме давление p_z отсчитывается от абсолютного нуля, в то время как на развернутой диаграмме должно быть показано избыточное давление газов

$$p := p_z - p_0$$

где p_0 – атмосферное давление.

Поэтому ось абсцисс на развернутой диаграмме следует проводить на уровне атмосферного давления. Следовательно, давление в цилиндре, меньше атмосферного, на развернутой диаграмме $p_z(a)$ будет отрицательным.

Сила давления газов на поршень

$$P := p \cdot F_n \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} (p_z - p_0) \cdot 0.006 = ?$$

имеет тот же характер изменения, что и давление p . При этом силы давления газов, направленные к оси КВ, считаются положительными, а от оси КВ – отрицательными.

Максимальная величина избыточного давления

$$P := P_{zd} - p_0$$

где P_{zd} – действительное максимальное давление сгорания.

Полученная точка $Z_{\bar{\theta}}$ на индикаторной диаграмме проектируется с вертикальной линии на полуокружность. Для определения угла $\alpha_{z\bar{\theta}}$ точка пересечения с полуокружностью соединяется с центром O_1 .

Полученные точки диаграммы соединяются плавной сплошной линией.

$$BA := \frac{-m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)}{F_n} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{-0.606 \cdot 0.049 \cdot 397.733^2 \cdot (1 + 0.196)}{0.006} = -9.363 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$B\bar{\zeta} := \frac{m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 - \lambda)}{F_n} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.606 \cdot 0.049 \cdot 397.733^2 \cdot (1 - 0.196)}{0.006} = 6.294 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$DE := \frac{3 \cdot \lambda \cdot m_s \cdot R \cdot \omega^2}{F_n} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{3 \cdot 0.196 \cdot 0.606 \cdot 0.049 \cdot 397.733^2}{0.006} = 4.603 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

5. ПРИВЕДЕНИЕ МАСС ЧАСТЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

по методе МАДИ, так как метода Политеха забна!

По характеру движения массы деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) разделяются на следующие массы:

- массы, движущиеся возвратно-поступательно. К этим массам относится масса поршневого комплекта, состоящего из поршня, комплекта колец, поршневого пальца и других деталей, входящих в поршневой комплект;
- массы, совершающие вращательное движение (коленчатый вал);
- массы, совершающие сложное плоскопараллельное движение (шатун)

Для упрощения динамического расчета реальный кривошипно-шатунный механизм заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс.

Массу поршневого комплекта m_p считают сосредоточенной в точке пересечения оси поршневого пальца с осью цилиндра

Массу шатунной группы заменяют системой двух сосредоточенных масс, одна из которых ($m_{шп} = m_{шс}$) – считается сосредоточенной на оси поршневого пальца, а другая ($m_{шк} = m_{шр}$) – на оси шатунной шейки.

$L_{ш} := L = 0.25$ м – длина шатуна (расстояние между поршневой кривошипной головкой шатуна)

$L_{шк} := L \cdot 0.23 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.25 \cdot 0.23 = 0.058$ м – расстояние от центра кривошипной головки шатуна до его центра масс

$L_{шп} := L_{ш} - L_{шк} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.25 - 0.0575 = 0.193$ м – расстояние от центра поршневой головки шатуна до его центра масс

$$\begin{aligned} \frac{L_{шк}}{L_{ш}} &\xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.0575}{0.25} = 0.23 \\ \frac{L_{шп}}{L_{ш}} &\xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{0.1925}{0.25} = 0.77 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{шп} &:= m_{ш} \cdot \frac{L_{шк}}{L_{ш}} \\ m_{шк} &:= m_{ш} \cdot \frac{L_{шп}}{L_{ш}} \end{aligned}$$

Для получения динамически замещающей системы должны выполняться три условия.

1) Неизменность массы шатуна:

$$m_{\omega} = m_{\omega n} + m_{\omega k}$$

2) Неизменность положения центра масс реального КШМ и замещающей его модели:

$$m_{\omega n} \cdot L_{\omega n} - m_{\omega k} \cdot L_{\omega k} = 0$$

Выполнение этих условий определяет статическую эквивалентность замещающей системы реальному КШМ

3) Неизменность момента инерции шатуна относительно центра масс:

$$I_{\omega} = m_i \cdot L_i^2$$

$I_{\omega} := m_{\omega} \cdot L_{\omega k} \cdot L_{\omega n}$ – момент инерции шатуна относительно центра масс

Это условие обеспечивает динамическую эквивалентность реальной и замещающей моделей. Для двухмассовых моделей шатунной системы это условие не выполняется, что должно компенсироваться добавлением к системе инерциального момента

$$\Delta M := (m_{\omega} \cdot L_{\omega k} \cdot L_{\omega n} - I_{\omega}) \cdot \varepsilon_{\omega}$$

где ε_{ω} – угловое ускорение шатуна

Ввиду незначительности этого инерциального момента при выполнении динамического расчета им пренебрегают и ограничиваются выполнением первых двух условий эквивалентности.

Неуравновешенную массу кривошипа заменяют приведенной массой (без учета противовесов), сосредоточенной на оси шатунной шейки:

$$m_k := m_{\omega \omega} + 2 \cdot m'_k \cdot \frac{\rho}{R} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} m_{\omega \omega} + 2 \cdot m'_k \cdot \frac{\rho}{0.049} = ?$$

где $m_{\omega \omega}$ – масса шатунной шейки

m'_k – масса неуравновешенной части щеки

ρ – расстояние центра масс щеки от оси KB

Суммарная неуравновешенная вращающаяся масса m_r , нагружающая центробежной силой инерции коренную шейку, включает в себя и массу шатуна, отнесенную к кривошипу:

$$m_r := m_k + m_{\omega k}$$

В V-образных автотракторных ДВС, в которых с коленом вала сочленяются два шатуна противоположащих цилиндров, эта формула примет вид

$$m_r := m_k + 2 \cdot m_{\omega k}$$

Суммарная масса, совершающая возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра:

$$m_j := m_r + m_{\omega n} = \left(m_r + m_{\omega} \cdot \frac{L_{\omega k}}{L_{\omega}} \right)$$

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАСС ДЕТАЛЕЙ КШМ

Масса деталей КШМ определяют значения сил инерции, действующих в КШМ. Точное определение масс деталей КШМ, необходимых для расчета сил инерции ПДМ и НВМ, производится после изготовления и взвешивания их, а положение центра тяжести шатуна определяется методом качания.

Некоторые из данных по КШМ отечественных и зарубежных дизелей представлены в таблице

Приближенное определение масс деталей КШМ и положения центра тяжести шатуна определяются по одному из следующих способов:

1) При наличии чертежей деталей КШМ проектируемого двигателя общая масса может быть определена с помощью трехмерного моделирования в программе SolidWorks 2012, либо как сумма масс элементарных объемов простой геометрической формы, на которые разбивается деталь.

2) Положение центра тяжести шатуна может быть определено с помощью трехмерного моделирования в программе SolidWorks 2012, либо определено по формуле

$$L_S := \sum_{i=1}^n \frac{\Delta m_i \cdot l_i}{m_{\text{ш}}}$$

если сумма моментов определяется относительно поршневой головки шатуна.

3) Если поршневой комплект или шатунный механизм проектируемого двигателя геометрически подобен близкому по размерам прототипу, массы и размеры деталей которого известны, то массы деталей проектируемого двигателя определяются по формулам:

4) При отсутствии чертежей шатуна и данных по прототипу, но известной общей массе шатуна, пользуются следующими приближенными формулами

$$\begin{aligned} m_{\text{шS}} &:= 0.3 \cdot m_{\text{ш}} \\ m_{\text{шR}} &:= 0.7 \cdot m_{\text{ш}} \\ L_S &:= 0.7 L \end{aligned}$$

5) При отсутствии чертежей и данных по прототипу, но при наличии статистических данных по "конструктивной массе"

(конструктивная масса $m' := \frac{m}{F_p}$, где $F_p = 0.006 \text{ м}^2$ – площадь поршня)

$$m'_n := 1.6 \cdot (D \cdot 1000) \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 1.6 \cdot 0.084 \cdot 1000 = 134.4 \text{ кг/м}^2$$

$$m'_n := \text{round}(m'_n, 3) = 134.4 \text{ кг/м}^2$$

$$m'_{\text{ш}} := 1.75 \cdot (D \cdot 1000) \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 1.75 \cdot 0.084 \cdot 1000 = 147 \text{ кг/м}^2$$

$$m'_{\text{ш}} := \text{round}(m'_{\text{ш}}, 3) = 147 \text{ кг/м}^2$$

$$m_n := m'_n \cdot F_n \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 134.4 \cdot 0.006 = 0.806 \text{ кг}$$

$$m_w := m'_w \cdot F_n \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 147 \cdot 0.006 = 0.882 \text{ кг}$$

$$L_R := \text{round}(L_{wk}, 3) = 0.058$$

$$L := \text{round}(L_w, 3) = 0.25$$

$$m'_{wS} := m'_w \cdot \frac{L_R}{L} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 147 \cdot \frac{0.058}{0.25} = 34.104 \text{ кг/м}^2$$

$$m'_{wR} := m'_w \cdot \left(1 - \frac{L_R}{L}\right) \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 147 \cdot \left(1 - \frac{0.058}{0.25}\right) = 112.896 \text{ кг/м}^2$$

$$m_j := m'_n + m'_{wS} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 134.4 + 34.104 = 168.504 \text{ кг/м}^2$$

$$m_j := m'_n + m'_w \cdot \frac{L_R}{L} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 134.4 + 147 \cdot \frac{0.058}{0.25} = 168.504 \text{ кг/м}^2$$

F _n	L _R /L	m _n '	m' _w	m' _{wS}	m' _{wR}	m' _j	Проверка
мм ²	-	кг/м ²	кг/м ²	кг/м ²	кг/м ²	кг/м ²	0
6000	0,232	134,4	147	34,104	112,896	168,504	168,504

D	m _n	m _w	m _n '/D	m' _w /D
мм	з	з	(кг/м ²)/мм	(кг/м ²)/мм
84	806,4	882	1,6	1,75

7. ДИАГРАММА СИЛ ИНЕРЦИИ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНО ДВИЖУЩИХСЯ МАСС КШМ

Сил инерции возвратно-поступательно движущихся деталей двигателя, отнесенная к площади поршня:

$$P_j := -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \text{ Н/м}^2$$

где m_j в кг/м², ω в рад/с

Чтобы представить эту силу в том же масштабе, что и удельную газовую силу, необходимо перевести Н в МН и воспользоваться масштабом давления m_p :

$$C := -m_j \cdot R \cdot \frac{\omega^2}{m_p}, \text{ мм чертежа}$$

$$P_j := C \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \text{ Н/м}^2$$

Значения тригонометрической функции $(\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha))$ в зависимости от угла ПКВ α и конструктивного параметра λ могут быть вычислены аналитически, либо взяты из таблиц. Графическая зависимость этой силы от хода поршня может быть построена методом касательных (методом Толле) на атмосферной линии диаграммы (рис. 6.1,б). Для этого на перпендикулярах, восстановленных по концам отрезка BB_1 , соответствующего полному ходу поршня S , откладываются значения силы инерции действующей на поршень в ВМТ и НМТ:

$$\text{в точке В (ВМТ)} \dots BA_1 := m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \frac{(1 + \lambda)}{F_n} = 9.363 \cdot 10^5$$

$$\text{в точке } B_1 \text{ (НМТ)} \dots B_1C := -m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \frac{(1 - \lambda)}{F_n} = -6.294 \cdot 10^5$$

Точки А и С соединяются прямой и из пересечения ее с отрезком BB_1 восстанавливается перпендикуляр DE в масштабе сил

$$DE := 3 \cdot \lambda \cdot m_s \cdot R \cdot \frac{\omega^2}{F_n} = 4.603 \cdot 10^5$$

Точка Е соединяется прямыми с точками А и С. Прямые АЕ и ЕС делятся на одинаковое число частей. Полученные точки нумеруются слева направо цифрами 1, 2, 3 и т.д. (как показано на рисунке), а одноименные точки соединяются прямыми 1-1, 2-2, 3-3 и т.д. Линия, огибающая эти прямые, дает кривую силы инерции поступательно движущихся масс при прямом и обратном движении поршня. Так как силы инерции работы за цикл не совершают, то положительная и отрицательная площади между этой кривой и отрезком BB_1 , выражающие работу сил инерции по ходу поршня, должны быть равны между собой, т.е. площадь АВF равна площади FB₁C. Таким образом, проверяется правильность построения кривой сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс КШМ.

8. ДИАГРАММА СУММАРНОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА ПОРШНЕЬ

Ординаты этой силы получают алгебраическим сложением ординат сил P_z и P_j :

$$P := P_z + P_j$$

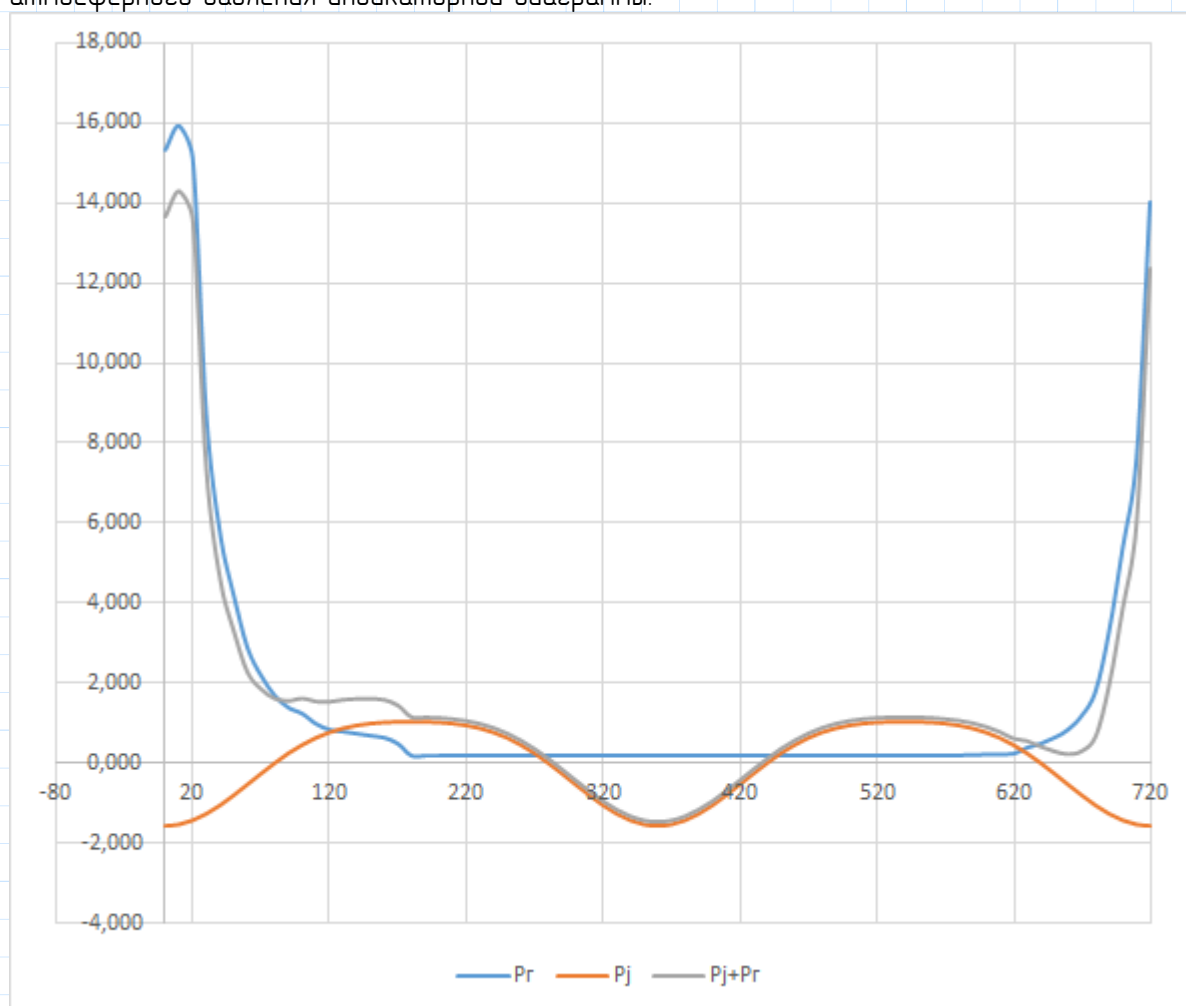
Суммарная сила P , как и силы P_z и P_j , направлена по оси цилиндра и приложена к оси поршневого пальца.

Форма диаграммы суммарной силы зависит от соотношения составляющих P_z и P_j . С увеличением P_j (в случае увеличения конструктивной массы m_j или частоты вращения КВ) кривая P сильнее прогибается вниз в зону отрицательных значений.

При малых значениях P_j и больших значениях давления газов в конце такта сжатия, что характерно для тихоходных двухтактных дизелей, суммарная сила P может пересекать ось абцисс.

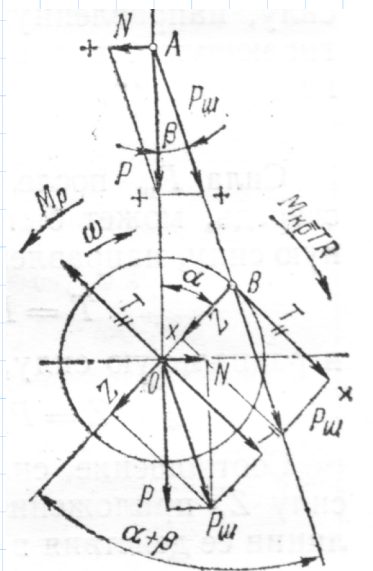
Для более точного построения графика функции $f := P(\alpha)$ рекомендуется при суммировании сил P_z и P_j в зоне P_z брать по две промежуточные точки.

Диаграммы сил P_z , P_j и P строятся на одной оси абсцисс, проведенной ранее на уровне атмосферного давления индикаторной диаграммы.



9. ДИАГРАММА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КШМ АКСИАЛЬНОГО ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Воздействие от силы P передается на стенки цилиндра перпендикулярно его оси и на штун по направлению его оси.



Сила N , действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра: $N := P \cdot \sin(\beta)$.

где β – угол отклонения шатуна.

Нормальная сила N считается положительной, если создаваемый ею момент относительно КВ направлен в сторону, противоположную вращению вала двигателя.

Сила P_w , действующая вдоль оси шатуна и передающая далее кривошипу, считается положительной, если она сжимает стержень шатуна, и отрицательной, если она его растягивает:

$$P_w := P \cdot \cos(\beta)$$

Сила P_w , перенесенная на сопряжение шатун-кривошип, раскладывается на две составляющие:

- нормальную силу Z , направленную по радиусу кривошипа:

$$Z := P_w \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}$$

- тангенциальную силу T , направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа:

$$T := P_w \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}$$

где α – угол поворота кривошипа, β – угол отклонения шатуна.

Сила Z считается положительной, если она сжимает щеки колена.

Сила T считается положительной, если направление создаваемого ею крутящего момента совпадает с направлением вращения КВ.

Силы Z и T передаются на коренные опоры двигателя. Дальнейшее преобразование и замещение сил показывает, что пара сил T и T создает крутящий момент M_i на плече R (радиус кривошипа), а пара сил N и N – опрокидывающий момент $M := -M_i$, приложенный на переменном плече $h := OA$. Опрокидывающий момент $M_{оп} := N \cdot h$ передается на опоры двигателя и уравновешивается их реакциями, которые изменяются в зависимости от угла ПКВ. Это обстоятельство является одной из причин внешней неуравновешенности двигателя.

Численные значения β и тригонометрических функций $\cos(\beta)$, $\sin(\alpha + \beta)$, $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}$, $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)}$, необходимые для вычисления сил N , $P_{ш}$, Z и T , приведены в приложениях 3, 4, 5, 6, 7 в зависимости от угла ПКВ α для различных величин конструктивного параметра λ . Так как значения тригонометрической функции $\frac{1}{\cos(\beta)}$ мало отличаются от 1, то построение силы $P_{ш}$ не производится, а о её величине можно приблизительно судить по диаграмме суммарной силы P .

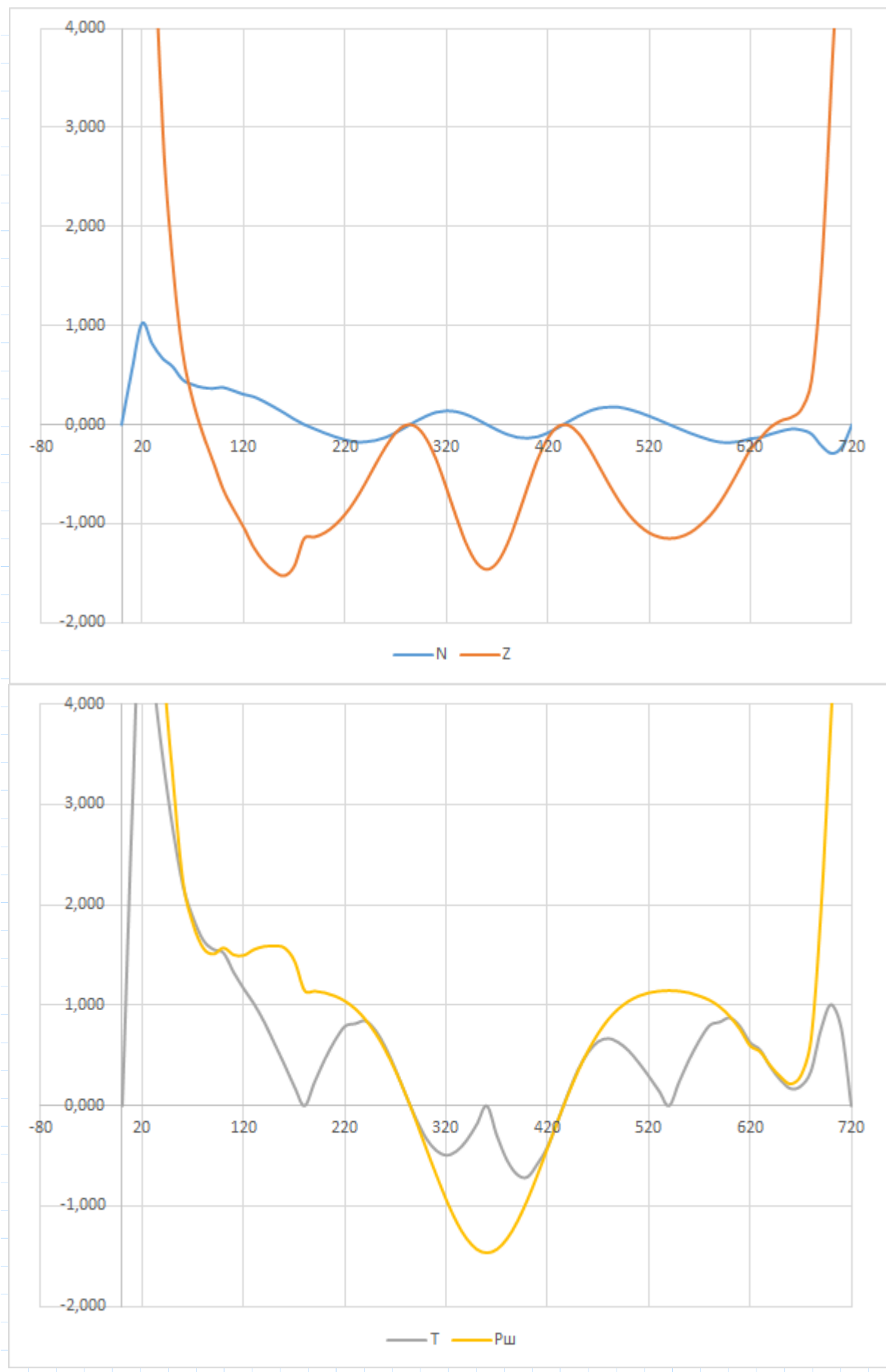
Результаты расчетов представляются в табличной форме:

Так как все результаты расчетов получены в мм, то для перевода в масштаб давлений или сил, необходимо соответственно умножить на масштаб m_p (МПа/мм) или на масштаб сил $m_P := m_p$ (НН/мм).

По данным расчетов строятся диаграммы давлений (сил) N , Z и T . Диаграммы давлений (сил) N и Z строятся на одной оси абсцисс, расположенной ниже оси абсцисс сил P_z , P_j и P . Диаграмма давления (силы) T строится на отдельной оси абсцисс, расположенной ниже оси абсцисс диаграммы N и Z .

При построении графиков необходимо обращать внимание на следующее:

- при $\lambda < 0.25$ кривая P_j вблизи НМТ будет выпуклой, при $\lambda = 0.25$ – прямой и при $\lambda > 0.25$ – вогнутой
- в точках, где $P = 0$, остальные силы также должны равняться нулю. Поэтому необходимо спроектировать точки на оси абсцисс давлений (сил) N , Z и T , кривые указанных сил проводить через данные точки; давление (сила) Z дополнительно обращается в нуль при положении кривошипа $\alpha + \beta = 90^\circ$. Для правильного построения диаграммы давления (силы) Z необходимо провести вертикальные штриховые линии из точек пересечения с осью абсцисс диаграммы сил инерции P_j (так как при $\alpha + \beta = 90^\circ$, $P_j = 0$)
- кривые сил T и N пересекают ось абсцисс и изменяют знак во всех мертвых точках и в точках, в которых сила P равна нулю. Следует также иметь в виду, что особенности протекания T и N , а также их знаки одинаковы.



12. ВЫБОР СХЕМЫ РАСПОЛОЖЕНИЯ КРИВОШИПОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА И ПОРЯДКА ВСПЫШЕК В ЦИЛИНДРАХ ДВИГАТЕЛЯ

Схема заковки кривошипов представляет собой пространственное расположение кривошипов относительно друг друга и оси коленчатого вала.

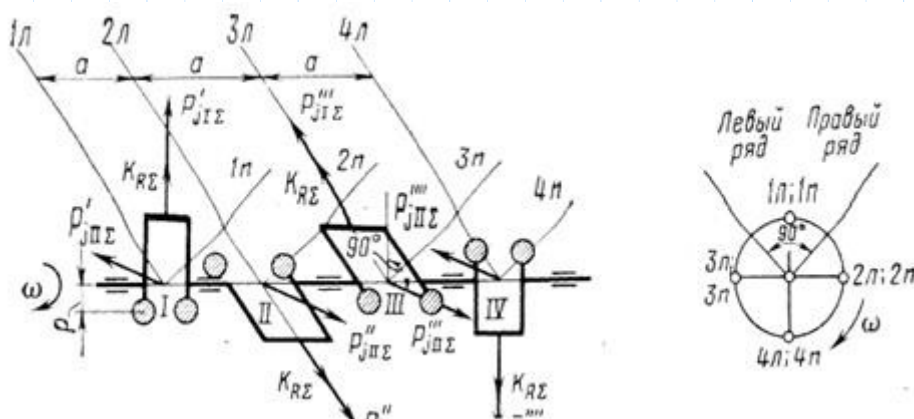
Схема заковки кривошипов в совокупности с числом и расположением цилиндров двигателя определяет закономерность приложения по длине и углу поворота коленчатого вала импульсов крутящего момента, и как следствие, интенсивность возбуждения этими импульсами крутильных колебаний вала и связанных с ним масс.

При назначении вспышек в цилиндрах двигателя следует помнить о требованиях, которые предъявляются к выбору вспышек в цилиндрах блока и отсека.

1) Исходя из требований по обеспечению уравновешенности двигателя по наибольшему числу признаков, выбираем равномерную продольно-несимметричную схему заковки кривошипов коленчатого вала

2) Угол между кривошипами вала при данной схеме равен:

$$\gamma_{кр} := \frac{360}{4} = 90$$



3) Порядок работы цилиндров двигателя назначается исходя из условия отсутствия одновременных вспышек в цилиндрах левого и правого блоков. В данном двигателе это условие достигается только при разных порядках работы цилиндров по левому и правому блокам двигателя.

Порядок работы цилиндров по левому блоку:

1-(180)-4-(270)-3-(180)-2-(90)-1

По правому блоку:

1-(180)-4-(90)-2-(180)-3-(270)-1

4) Порядок работы цилиндров по отсекам:

1-(90)-1

2-(450)-2

3-(90)-3

4-(90)-4

5) Порядок работы цилиндров по двигателю:

л	1		4			3		2
п		1		4	2		3	

13. СИЛЫ И МОМЕНТ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОРЕННЫЕ И ШАТУННЫЕ ШЕЙКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Определение сил и моментов, действующих на коренные и шатунные шейки вала, необходимо для дальнейших расчетов прочности коленчатого вала и построения векторных и развернутых диаграмм давлений на коренные и шатунные шейки и подшипники.

Расчетные данные вносятся в таблицу, которая называется главной динамической таблицей.

Графа 1 содержит углы поворота первого кривошипа коленчатого вала от ВМТ первого цилиндра. Шаг таблицы выбирается в градусах должен целое число раз содержаться в величинах углов между коленами вала и поворота коленчатого вала между вспышками в цилиндрах двигателя. Для получения достаточной точности результата принимаем шаг равный 5°

В качестве примера приводим расчет сил и моментов, действующих на коленчатый вал при

$$\alpha := 60^\circ$$

Графа 2 содержит значения силы Σp , действующей вдоль оси первого цилиндра первого блока:

$$\Sigma p := 2.275 \text{ МПа}$$

В графах 3, 4, 5 указываются значения тригонометрических функций:

$$\operatorname{tg} \beta := 0.201$$

$$\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} = 0.326$$

$$\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} = 0.960$$

В графу 6 заносятся величины силы бокового давления поршня на стенку цилиндра N:

$$N := \Sigma p \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot F_n \cdot 1000 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 2.275 \cdot 0.201 \cdot 0.006 \cdot 1000 = 2.744 \text{ кН}$$

$$N := \operatorname{round}(N, 3) = 2.744 \text{ кН}$$

В графы 7' и 8' записываются величины удельных касательной и радиальной сил возникающих в первом колене коленчатого вала в результате действия первого цилиндра первого блока:

$$t' := \Sigma p \cdot 0.326 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 2.275 \cdot 0.326 = 0.742 \text{ МПа}$$

$$t' := \operatorname{round}(t', 3) = 0.742 \text{ МПа}$$

$$z' := \Sigma p \cdot 0.960 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 2.275 \cdot 0.960 = 2.184 \text{ МПа}$$

$$z' := \text{round}(z', 3) = 2.184 \text{ МПа}$$

В графы 7'' и 8'' заносятся величины f' и z' со сдвигом их вниз на угол поворота первого кривошипа между вспышками в первых цилиндрах первого и второго блоков цилиндров, равный 90° :

$$f'' := 1.572 \text{ МПа}$$

$$z'' := 0.757 \text{ МПа}$$

В графы 9 и 10 заносятся величины суммарных удельных касательных и радиальных сил, возникающих на первом колене вала в результате действия первых цилиндров обоих блоков:

$$t := f' + f'' \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.742 + 1.572 = 2.314 \text{ МПа}$$

$$t := \text{round}(t, 3) = 2.314 \text{ МПа}$$

$$z := z' + z'' \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 2.184 + 0.757 = 2.941 \text{ МПа}$$

$$z := \text{round}(z, 3) = 2.941 \text{ МПа}$$

В графы 11 и 12 заносятся величины суммарных удельных касательных T и радиальных сил Z , действующих на первое колено вала:

$$T := t \cdot F_n \cdot 1000 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 2.314 \cdot 0.006 \cdot 1000 = 13.884 \text{ кН}$$

$$T := \text{round}(T, 3) = 13.884 \text{ кН}$$

$$Z := z \cdot F_n \cdot 1000 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 2.941 \cdot 0.006 \cdot 1000 = 17.646 \text{ кН}$$

$$Z := \text{round}(Z, 3) = 17.646 \text{ кН}$$

В графу 14 заносят значения крутящего момента разбиваемого первыми цилиндрами обоих блоков двигателя на первом колене вала $M_{1\omega}$, в графу 13 заносится величина $0.5 \cdot M_{1\omega}$:

$$M_{1\omega} := T \cdot R \cdot 1000 \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 13.884 \cdot 0.049 \cdot 1000 = 680.316 \text{ Н*м}$$

$$M_{1\omega} := \text{round}(M_{1\omega}, 3) = 680.316 \text{ Н*м}$$

$$0.5 \cdot M_{1\omega} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.5 \cdot 680.316 = 340.158 \text{ Н*м}$$

Вспышки в цилиндрах первого, третьего и четвертого плоского отсека происходят с одинаковым сдвигом по углу, поэтому уровень и закон изменения величин t , z , T , Z , $0.5 \cdot M_{1\omega}$ и $M_{1\omega}$ зависимости от угла поворота коленчатого вала, со сдвигом по фазе справедливы и для всех кривошипов коленчатого вала этих отсеков. Поэтому в графы 27 и 28, 31 и 32 таблицы записываются значения, стоящие в графах 13 и 14 со сдвигом их вниз на угол поворота коленчатого вала между вспышками в первом и третьем, первом и четвертым

цилиндрах любого блока двигателя. Углы сдвига соответственно равны: 450° и 180° .

В данном двигателе порядок работы цилиндров по блокам различается, и вспышки в цилиндрах второго отсека происходят с отличным от других плоских отсеков двигателя сдвигом, поэтому расчет величин t , z , T , Z , $0.5 \cdot M_{2ш}$ и $M_{2ш}$ производятся отдельно.

В графах 17' и 18' записываются величины удельных касательной и радиальной сил возникающих в первом колене коленчатого вала t' и z' , стоящие в графах 7' и 8', со сдвигом их вниз на угол поворота коленчатого вала между вспышками в первом и втором цилиндрах левого блока двигателя (630°):

В графы 17'' и 18'' заносятся величины t'' и z'' , стоящие в графах 17' и 18', со сдвигом их вниз на угол поворота первого кривошипа между вспышками во вторых цилиндрах первого блока двигателя, равный 450° .

В графы 19 и 20 заносятся величины суммарных удельных касательных и радиальных сил, возникающих на втором колене вала в результате действия вторых цилиндров обоих блоков:

$$t := t' + t'' \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.742 + 1.572 = 2.314 \text{ МПа}$$

$$Z := \text{round}(Z, 3) = 17.646 \text{ кН}$$

$$z := z' + z'' \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 2.184 + 0.757 = 2.941 \text{ МПа}$$

В графы 21 и 22 заносятся величины суммарных удельных касательных T и радиальных Z , действующих на второе колено вала:

$$T := t \cdot F_n \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 2.314 \cdot 0.006 = 0.014 \text{ кН}$$

$$Z := z \cdot F_n \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 2.9410000000000003 \cdot 0.006 = 0.018 \text{ кН}$$

В графу 24 заносят значения крутящего момента развиваемого первыми цилиндрами обоих блоков двигателя на первом колене вала $M_{2ш}$, в графу 23 заносится величина $0.5 \cdot M_{2ш}$:

$$M_{2ш} := T \cdot R \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.013884 \cdot 0.049 = 6.803 \cdot 10^{-4} \text{ Н*м}$$

$$0.5 \cdot M_{2ш} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} 0.5 \cdot 0.000680316 = 3.402 \cdot 10^{-4} \text{ Н*м}$$

Набегающие моменты, скручивающие первую шатунную шейку $M_{ш}$ (графа 15) и коренную

шейку, расположенную за первым коленом $M_{1к}$ (графа 16), получают перенесением данных из граф 13 и 14 соответственно.

Набегающие моменты, скручивающие шатунные шейки второго $M_{IIш}$, и третьего $M_{IIIш}$ и четвертого $M_{IVш}$ колен записываемые в графы 25, 29 и 33 определяются алгебраическим сложением набегающего момента, действующего на предшествующую коренную шейку и половины момента, развиваемого на данном колене цилиндрами отсека, например:

$$M_{IIш} := M_{Iк} + 0.5 \cdot M_{2ш} = ? \text{ Н*м}$$

$$M_{IIIш} := M_{IIк} + 0.5 \cdot M_{3ш} = ? \text{ Н*м}$$

$$M_{IVш} := M_{IIIк} + 0.5 \cdot M_{4ш} = ? \text{ Н*м}$$

Набегающие моменты, скручивающие коренные шейки за вторым, третьим и четвертым коленами записываемые в графы 26, 30, 34, определяются алгебраическим сложением набегающего момента, развиваемого на данном колене цилиндрами отсека, например:

$$M_{IIк} := M_{Iк} + M_{2ш} = ? \text{ Н*м}$$

$$M_{IIIк} := M_{IIк} + M_{3ш} = ? \text{ Н*м}$$

$$M_{IVк} := M_{IIIк} + M_{4ш} = ? \text{ Н*м}$$

В последней вертикальной графе таблицы записываются величины набегающего крутящего момента, действующего на коренную шейку, расположенную за последним коленом вала. Этот момент – индикаторный момент двигателя, соответствующий его индикаторной мощности.

Правильность заполнения таблицы проверяется сравнением индикаторной мощности N_i , полученной по табличным данным, с индикаторной мощностью, полученной в тепловом расчете. Их отличие не должно быть более чем на 3%

Определим расчетную индикаторную мощность двумя способами:

1) Через среднее значение касательной силы:

$$N_i := \frac{t_{cp} \cdot 10.2 \cdot F_n \cdot 10^4 \cdot R \cdot n \cdot i_{\delta n}}{716.2} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{t_{cp} \cdot 10.2 \cdot 0.006 \cdot 10^4 \cdot 0.049 \cdot 3800 \cdot i_{\delta n}}{716.2} = ? \text{ л.с.}$$

$$N_i := \frac{M}{1363} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} ? = ? \text{ кВт}$$

$$N_e := \frac{M}{\eta_m} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} ? = ? \text{ кВт}$$

Расхождение индикаторных мощностей:

$$\delta := \frac{N_{e3} - N_{расч}}{N_{e3}} \cdot 100 \rightarrow \frac{100 \cdot (N_{e3} - N_{расч})}{N_{e3}} = ?$$

2) Через среднее значение индикаторного момента:

$$N_i := \frac{M_{VKCP} \cdot n}{716.2 \cdot 9.8} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} \frac{M_{VKCP} \cdot 3800}{716.2 \cdot 9.8} = ? \text{ л.с.}$$

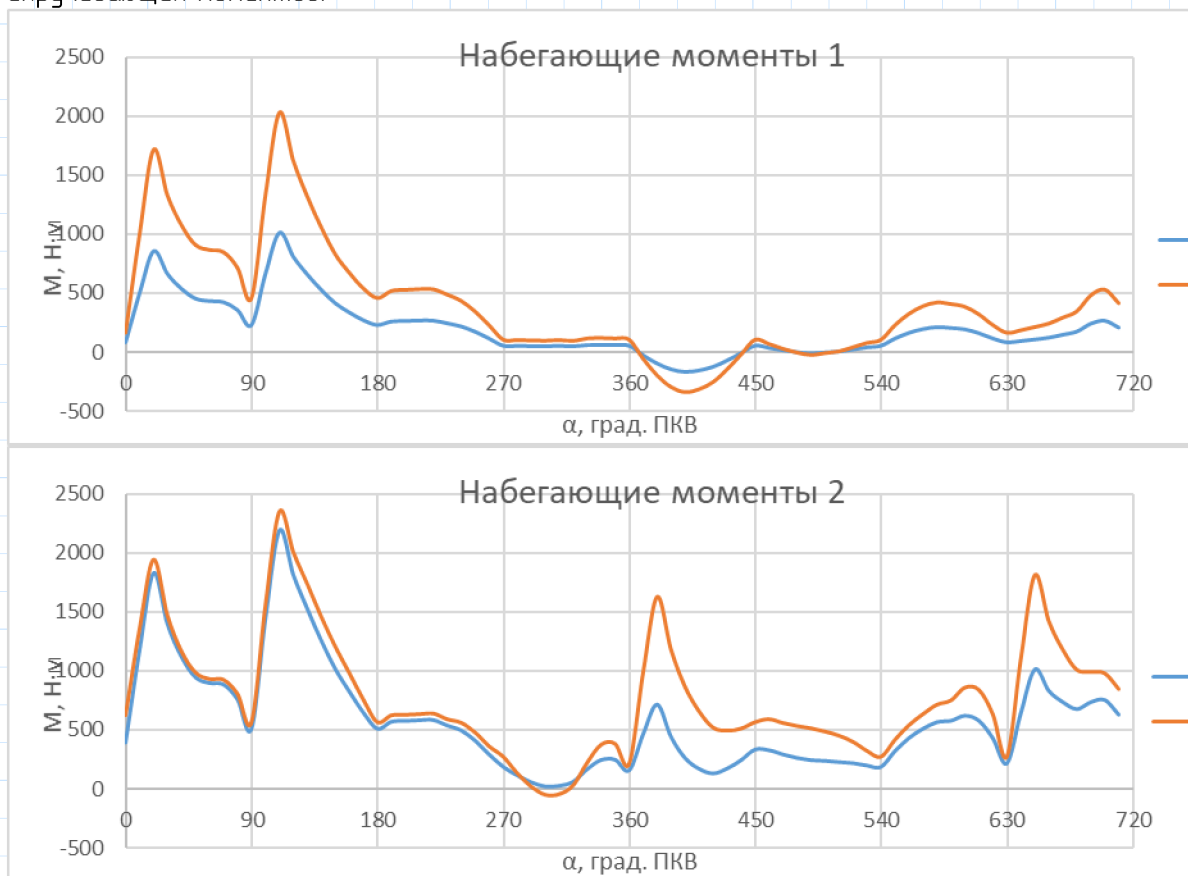
$$N_i := \frac{M}{1363} \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} ? = ? \text{ кВт}$$

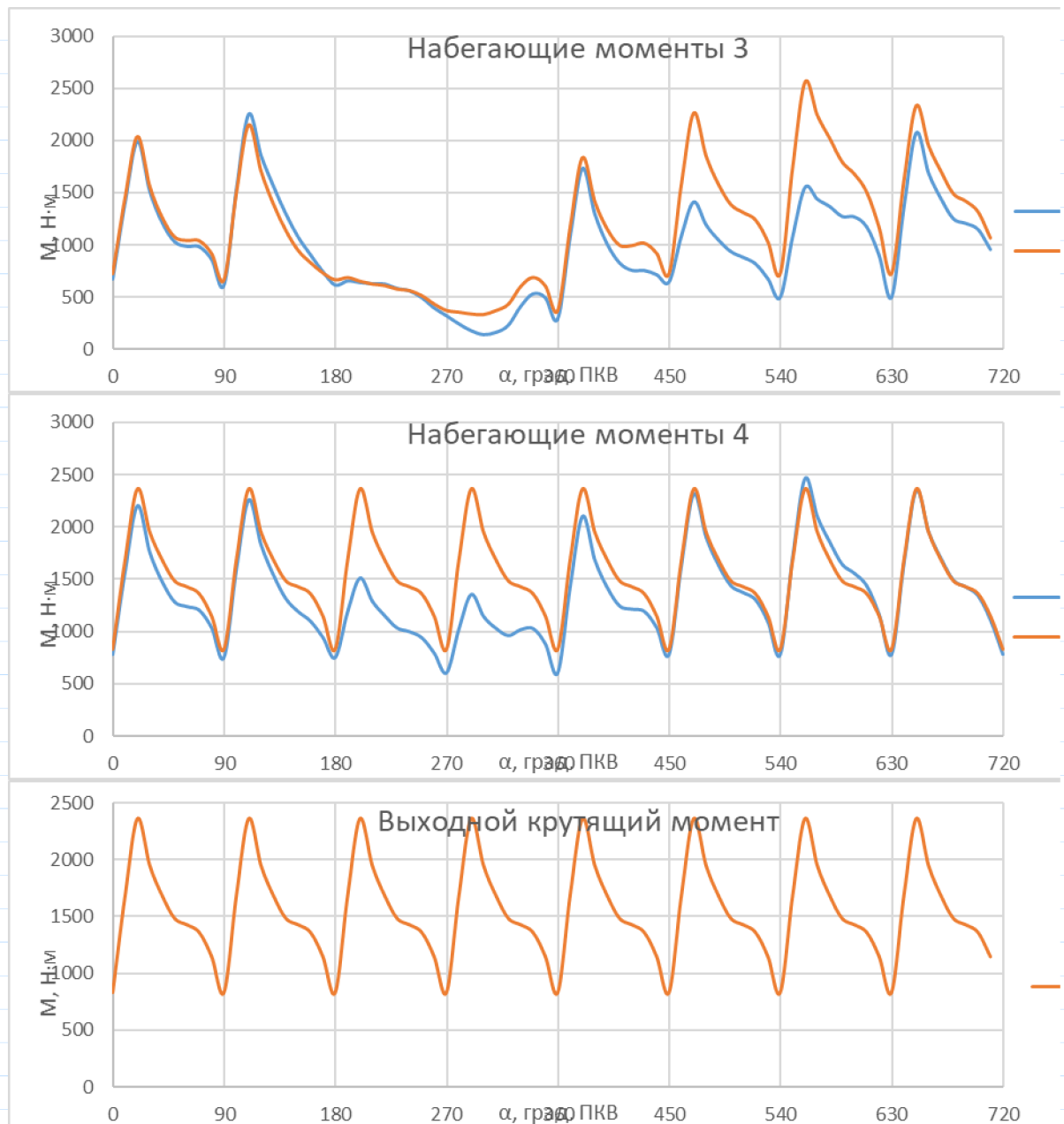
$$N_e := M \cdot \eta_m \xrightarrow{\text{explicit, ALL}} ? = ? \text{ кВт}$$

Расхождение индикаторных мощностей:

$$\delta := \frac{N_{e3} - N_{расч}}{N_{e3}} \cdot 100 \rightarrow \frac{100 \cdot (N_{e3} - N_{расч})}{N_{e3}} = ?$$

После заполнения таблицы строятся графики набегающих моментов $M_{Iш}$, $M_{IIш}$, $M_{IIIш}$, $M_{IVш}$ и M_{IK} , M_{IIK} , M_{IIIK} , M_{IVK} в зависимости от угла поворота коленчатого вала. По графикам определяются шейки, работающие в условиях максимальных амплитуд изменения скручивающих моментов.





14. ПОЛЯРНЫЕ И РАЗВЕРНУТЫЕ ДИАГРАММЫ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШАТУННЫЕ И КОРЕННЫЕ ШЕЙКИ И ПОДШИПНИКИ

Полярные диаграммы должны давать правильное представление о величине и зонах нагружения шеек и подшипников по их рабочим поверхностям. Поэтому в диаграммах нагрузок, действующих на шейки (шатунные коренные), в полюсе (О) должны находиться концы результирующих векторов сил, а в диаграммах сил, действующих на подшипники – начала этих векторов.

14.1. ПОЛЯРНАЯ И РАЗВЕРНУТАЯ ДИАГРАММА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ

Она представляет собой геометрическую сумму сил $P_{ш}$, действующей вдоль оси шатуна, и силы $P_{шR}$ (центробежной силы, создаваемой массой $m_{шR}$), направленной по радиусу кривошипа:

$$R_{ш} := P_{ш} + P_{шR}$$

Учитывая, что сила $P_{ш}$ равна геометрической сумме сил Z и T :

$$P_{ш} := Z + T$$

это равенство принимает вид

$$R_{ш} := Z + T + P_{шR}$$

Геометрическое место конца вектора $R_{ш}$ представляет собой полярную диаграмму, ориентированную относительно кривошипа неподвижного КВ, вращение которого заменяется вращением цилиндра в обратную сторону.

Полярная диаграмма давлений на шатунную шейку строится на основании данных таблицы

Необходимые для построения значения радиальной и касательной сил t' и z' берутся из столбцов 7' и 8' (для индивидуальных шатунов) главной динамической таблицы с обратными знаками для совмещения с полюсом диаграммы концов радиус-векторов нагружающих сил и откладываются в описанных координатных осях. В случае применения вильчатого и внутреннего шатуна или главного и прицепного для построения полярной диаграммы используются значения радиальной и касательной сил t и z из столбцов 9 и 10 главной динамической таблицы. Для каждого угла α поворота кривошипа геометрическим сложением векторов t и z находится точка диаграммы, обозначаемая этой величиной α и соответствующая положению начала радиус-вектора суммарной нагрузки шейки. Соединение таких точек плавной кривой, в порядке возрастания величины угла α поворота кривошипа, позволяет получить искомую векторную диаграмму давлений на рассматриваемую шатунную шейку.

Для получения полярной диаграммы результирующей силы $R_{ш}$ достаточно в полученной полярной диаграмме полюс (О) переместить по вертикали в сторону уменьшения силы давления газов на величину вектора $R_{шR}$ в точку O_1 , что равносильно геометрическому сложению по формуле $R_{ш} := Z + T + P_{шR}$

Силы $P_{\omega R}$ при постоянной частоте вращения постоянна и всегда направлена по радиусу кривошипа:

$$P_{\omega R} := m_{\omega R} \cdot R \cdot \omega^2$$

где $m_{\omega R}$ кг – часть массы шатуна, отнесённая к кривошипу

R м – радиус кривошипа

ω рад/с – угловая скорость КВ

Численное значение отрезка OO_1 определяется по формуле

$$OO_1 := \frac{m'_{\omega R} \cdot R \cdot \omega^2}{m_p} \cdot 10^6 \text{ мм чертежа}$$

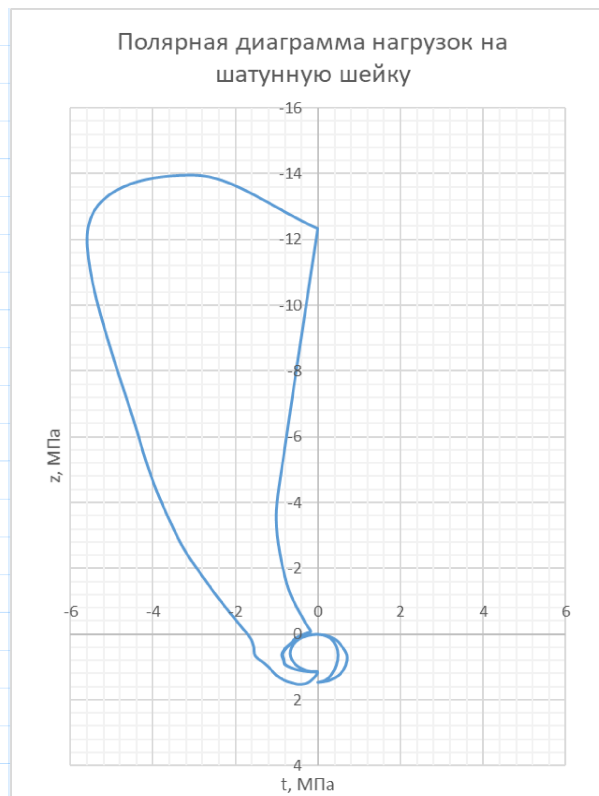
где $m'_{\omega R} := \frac{m_{\omega R}}{F_n}$ кг/м² – часть конструктивной (отнесенной к площади поршня) массы шатуна, отнесенной к кривошипу

R м – радиус кривошипа

m_p МПа/мм – масштаб давлений

$$\frac{m_{\omega R} \cdot R \cdot \omega^2}{F_n} = ? \text{ МПа}$$

Для большей наглядности в полюсе O_1 изображается шатунная шейка с отверстиями для подвода масла и часть щеки



Для определения максимальных и средних сил, действующих на шатунный подшипник, эта диаграмма разворачивается по углу ПКВ в диаграмму $R_{ш} := f(\alpha)$

При построении полярной диаграммы силы $R_{ш}$ и графика $R_{ш} := f(\alpha)$ рекомендуется брать две дополнительные точки (справа и слева от P_z) между точками равномерного разбиения.

В любом случае на развернутую диаграмму $R_{ш} := f(\alpha)$ должны быть перенесены максимальные и минимальные значения силы $R_{ш}$ определяемые по полярной диаграмме



На развернутой диаграмме $R_{\omega} := f(\alpha)$ определяются:

- средняя сила за цикл $R_{\omega, \text{ср}}$, используемая для выполнения теплового расчета подшипника
- максимальная сила $R_{\omega, \text{мах}}$, используемая для обоснованного выбора антифрикционного материала подшипника

Результаты расчетов сил $R_{\omega, \text{ср}}$ и $R_{\omega, \text{мах}}$ представляются в виде таблицы

Развернутая диаграмма позволяет определить максимальное $k_{\text{мах}}$ и среднее $k_{\text{ср}}$ удельные давления на шейку (подшипник).

$$k_{\omega, \text{мах}} := \frac{R_{\omega, \text{мах}}}{d \cdot l_p} \quad k_{\omega, \text{ср}} := \frac{R_{\omega, \text{ср}}}{d \cdot l_p}$$

где d м – диаметр шатунной шейки

l_p м – длина рабочей части шатунного подшипника

14.2. ПОЛЯРНАЯ И РАЗВЕРНУТАЯ ДИАГРАММА СИЛ ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШАТУННЫЙ ПОДШИПНИК

Основной для построения векторной диаграммы давлений на шатунный подшипник является векторная диаграмма давлений на сопряженную шатунную шейку.

Координатные оси будущей векторной диаграммы жестко связаны с шатунным подшипником работающего двигателя, при этом пересечение осей совпадает с центром подшипника. Плоскость координатных осей перпендикулярна оси подшипника, ось ординат направлена вдоль оси стержня шатуна, определяющего положение подшипника относительно сопряженной шатунной шейки, а ось абсцисс составляет прямой угол с осью стержня шатуна. При повороте кривошипа отска на угол α , координатные оси будущей диаграммы давлений на подшипник поворачиваются относительно осей диаграммы шатунной шейки на угол $\alpha + \beta$, в направлении, противоположном вращению кривошипу.

Необходимые для построения диаграммы значения радиальной и касательной сил $T_{\omega, n}$ и $Z_{\omega, n}$ определяются по формулам:

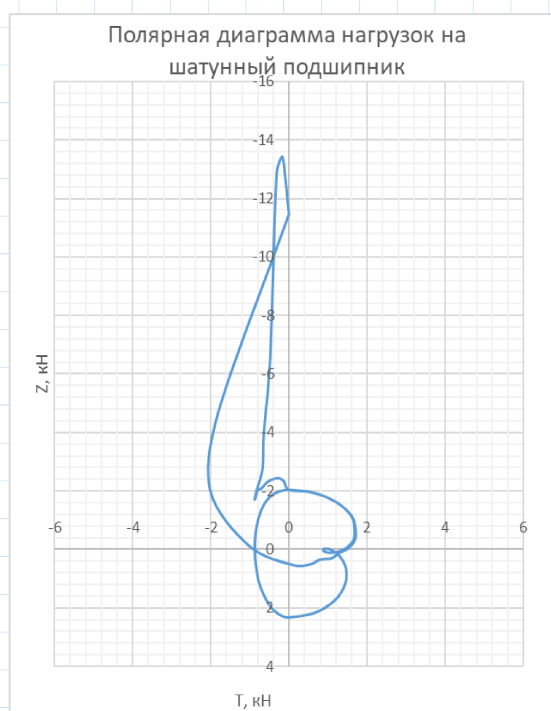
$$T_{\omega, n} := T \cdot \cos(\alpha + \beta) - (Z - m_{\omega R} \cdot R \cdot \omega^2) \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

$$Z_{\omega, n} := T \cdot \sin(\alpha + \beta) + (Z - m_{\omega R} \cdot R \cdot \omega^2) \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

Затем $T_{\omega, n}$ и $Z_{\omega, n}$ откладываются в координатных осях, выбранных для построения полярной диаграммы давлений на шатунный подшипник, для каждого угла поворота коленчатого вала α

Развернутая диаграмма нагрузок на шатунный подшипник повторяет развернутую

диаграмму давлений на шатунную шейку



14.3. ПОЛЯРНАЯ ДИАГРАММА НАГРУЗОК НА КОРЕННУЮ ШЕЙКУ И СОПРЯЖЕННЫЙ ПОДШИПНИК

Полярная диаграмма нагрузок на коренную шейку служит для той же цели, что и диаграмма нагрузок на шатунную шейку.

Координатные оси диаграммы условно закрепляются на рассматриваемой коренной шейке вала работающего двигателя, при этом пересечение осей совмещается с центром шейки, плоскость осей перпендикулярна оси коленчатого вала; ось ординат находится в плоскости прилежащего колена с меньшим порядковым номером и положительным условно считается направление оси абсцисс совпадает с положительным направлением касательной силы упомянутого колена с меньшим порядковым номером.

Диаграмма строится на основе схемы расположения кривошипов и значений касательных и радиальных сил, действующих на оба колена. Для расчета выбирается наиболее нагруженная шейка (с максимальной амплитудой крутящего момента), например, вторая коренная шейка, расположенная между вторым и третьим цилиндрами.

Построение полярных диаграмм сил на коренную шейку и сопряженный подшипник осуществляется на основании таблицы реакции подшипника, нагружающих коренную шейку, расположенную между вторым и третьим коленами вала

В графу 1 записывают значения угла α поворота второго кривошипа от ВМТ второго левого цилиндра рассматриваемого блока. В графы 2 и 3 записывают значения касательных и радиальных сил T_2 и Z_2 , которые берутся из столбцов 21 и 22 главной динамической таблицы со сдвигом вниз на угол поворота коленчатого вала между вспышками в первом и втором цилиндрах рассматриваемого блока двигателя. В графы 4 и 5 вписывают значения сил давления T_3 и Z_3 . В качестве этих сил используются аналогичные силы, относящиеся к первому кривошипу вала. Их переносят из граф 11 и 12 главной динамической таблицы со сдвигом вниз на угол поворота вала между вспышками во втором и третьем цилиндрах левого блока двигателя.

Далее в таблицу заносятся значения реакций подшипника с противоположными знаками, и находятся суммарные проекции реакций для абсцисс и ординат:

$$\Sigma T := 0.5 \cdot T_2 + (-0.5 \cdot T_3)$$

$$\Sigma Z := 0.5 \cdot Z_2 + (-0.5 \cdot Z_3)$$

Назначение полярной диаграммы давлений на коренной подшипник – то же, что и в случае шатунного подшипника.

Координатные оси диаграммы жестко закреплены в корпусе двигателя, при этом начало координат совпадает с центром подшипника. Плоскость координатных осей перпендикулярна оси коленчатого вала, ось ординат лежит в плоскости, проходящей через ось коленчатого вала и ось того цилиндра, от ВМТ которого начинается отсчет углов прилежащего к подшипнику кривошипа с меньшим порядковым номером.

При повороте кривошипа отсека на угол α , координатные оси будущей диаграммы давлений на подшипник повернутся относительно осей диаграммы коренной шейки на угол α , в направлении, противоположном вращению кривошипа.

Необходимые для построения диаграммы значения радиальной и касательной сил $T_{кп}$ и $Z_{кп}$ определяются по формулам:

$$T_{кп} := \Sigma T \cdot \cos(\alpha) - \Sigma Z \cdot \sin(\alpha)$$

$$Z_{кп} := \Sigma T \cdot \sin(\alpha) - \Sigma Z \cdot \cos(\alpha)$$

Затем $T_{кп}$ и $Z_{кп}$ откладывается в координатных осях, выбранных для построения векторной диаграммы сил на шатунный подшипник, для каждого угла поворота коленчатого вала α

Для построения развернутой диаграммы сил на коренные шейку и подшипник по оси абсцисс откладывают углы α , а по оси ординат вверх – соответственные радиус – векторы нагружающей силы, независимо от их расположения относительно шейки или подшипника в векторной диаграмме. Найденные точки соединяют плавной кривой в порядке

возрастания угла α . Результирующий радиус-вектор нагрузки для текущего угла α определяется из выражения:

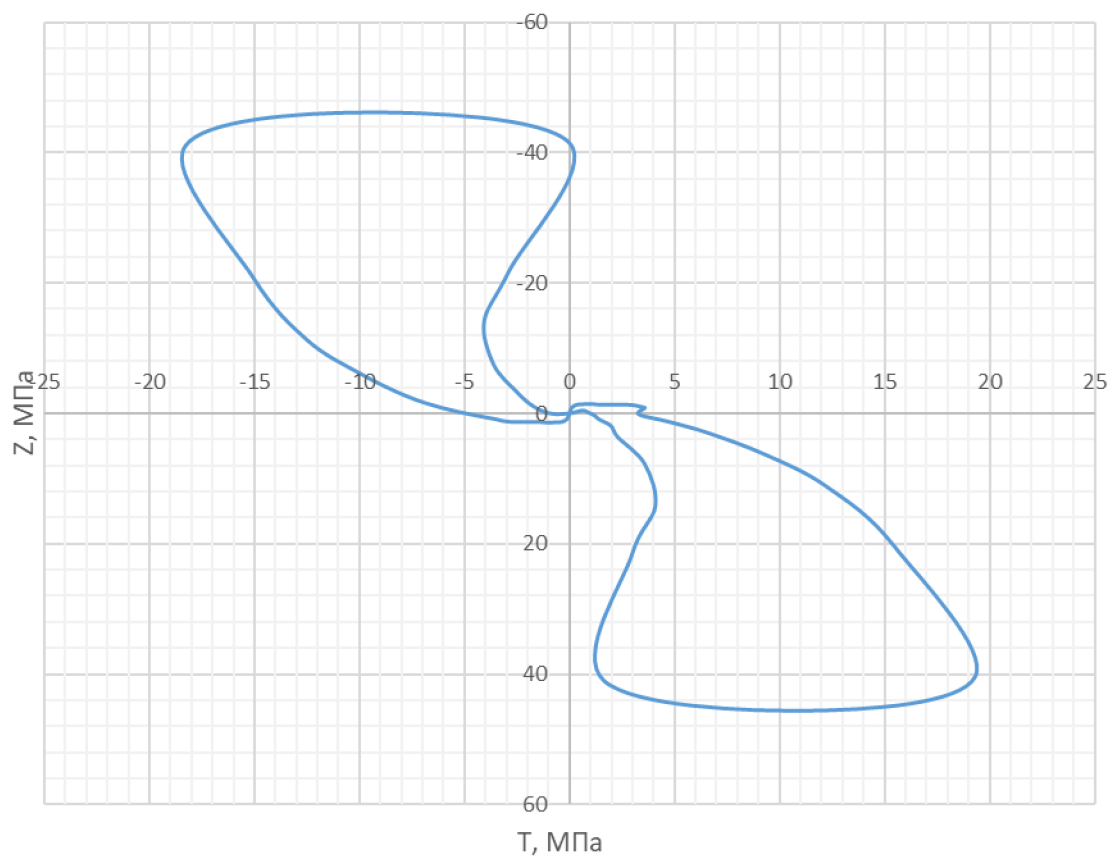
$$R := \sqrt{(\sum \dot{r})^2 + (\sum \dot{z})^2} \text{ кН}$$

Развернутая диаграмма позволяет определить максимальный $R_{k,max}$ и средний $R_{k,ср}$ результирующий радиус-вектор нагрузки и максимальное $k_{k,max}$ и среднее $k_{k,ср}$ удельные давления на коренную шейку (подшипник):

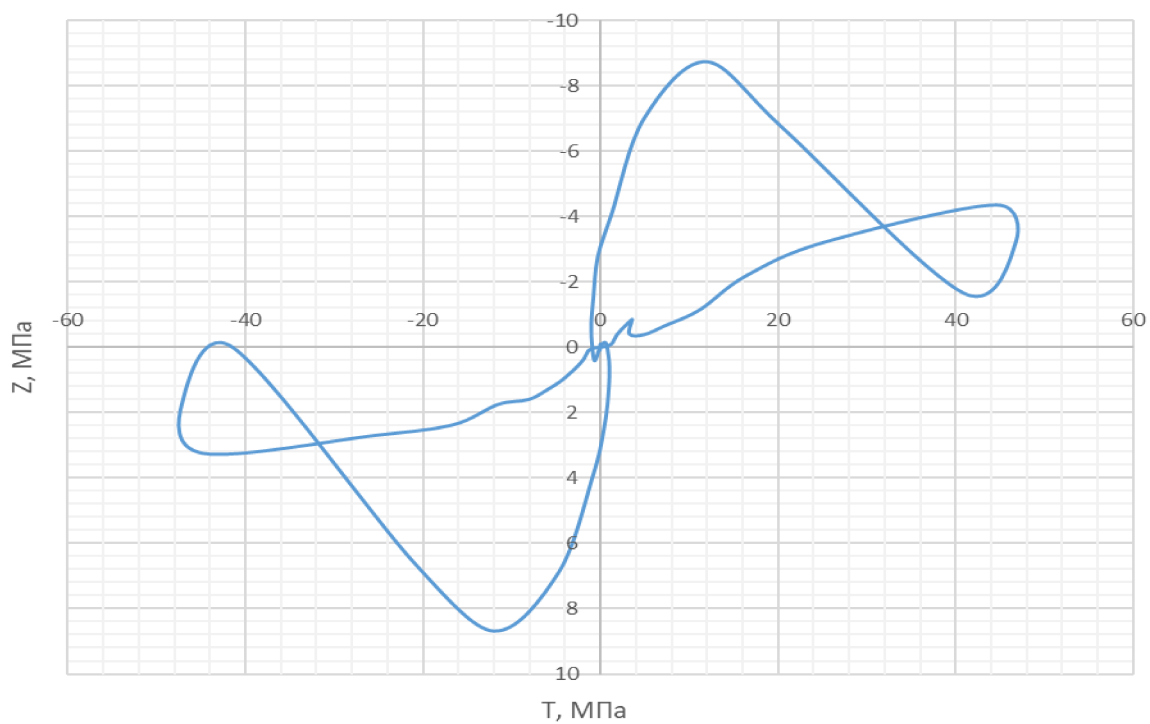
$$k_{k,max} := \frac{R_{k,max}}{d \cdot l_p} \quad k_{k,ср} := \frac{R_{k,ср}}{d \cdot l_p}$$



Полярная диаграмма нагрузок на коренную шейку



Полярная диаграмма нагрузок на коренной подшипник



15. ДИАГРАММА ИЗНОСА ШАТУННОЙ ШЕЙКИ

Пользуясь полярной диаграммой силы, действующей на шатунную шейку, проводим построение диаграммы износа шатунной шейки с целью определения зоны, в которой следует располагать канал подвода масла к шатунному подшипнику.

Построение этой диаграммы основано на предположении, что износ шейки прямо пропорционален величине вектора силы $R_{ш}$ и распространяется на дугу протяженностью 120° , расположенную симметрично относительно точки приложения этого вектора. При этом коррозионный и эрозионный износы не учитываются.

При построении диаграммы соблюдается следующий порядок:

- 1) строится вспомогательная окружность произвольного радиуса (60...70 мм)
- 2) на окружность переносится ограничительный сектор, образованный предельными касательными к полярной диаграмме. Эти касательные, проведенные из полюса O_1 , определяют на окружности шейки условные границы силового воздействия
- 3) с полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку поочередно, параллельно самим себе на вспомогательную окружность переносятся векторы силы $R_{ш}$, соответствующие расчетным точкам. Векторы силы $R_{ш}$ в промежуточных точках (справа и слева от P_2) на вспомогательную окружность не переносятся
- 4) вправо и влево от точки приложения каждого вектора силы $R_{ш}$ откладываются отрезки дуг протяженностью 60° (эту операцию удобно выполнять с помощью специального шаблона, представляющего собой круг, в котором вырезан сектор с углом у вершины 120°)
- 5) по направлению к центру окружности на каждом отрезке дуги откладывается отрезок (толщина кольцевой полоски), прямо пропорциональный величине данного вектора силы $R_{ш}$. Толщина кольцевой полоски определяется умножением силы $R_{ш}$ (взятой в мм) на масштаб, который следует принимать равным 0.05...0.10. Кольцевые полоски заштриховываются или зачерняются. Постепенно наращиваемая суммарная площадь этих полос в итоге представляет собой диаграмму износа
- 6) для получения фактической диаграммы износа проводится еще одна окружность произвольного радиуса (40...50 мм), изображающая шатунную шейку. Она, как и вспомогательная окружность, разбивается на то же число частей. Центр окружности соединяется с полученными точками лучами. По каждому из лучей в произвольном масштабе откладывается суммарная ширина зачерненных на вспомогательной диаграмме кольцевых полосок. Полученные концы отрезков соединяют плавной кривой, характеризующей износ шейки
- 7) масло следует проводить в зону наименьшего износа (в зону наименьших давлений на шейку). На диаграмме необходимо показать линией, проходящей через ось шатунной шейки, направление маслоподводящего канала, отметить ее угловое положение относительно

вертикали.

16. АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

При выполнении этой части динамического расчета необходимо выполнить следующее:

- 1) Привести схему коленчатого вала с нумерацией кривошипов
- 2) Указать какие силы и моменты в рассматриваемом двигателе не уравновешены
- 3) Определить величину неуравновешенных сил и моментов
- 4) Если неуравновешенные силы и моменты подлежат уравновешиванию, то привести схему их уравновешивания
- 5) Определить размеры и массу устанавливаемых противовесов

Двигатель 8V90° можно рассматривать как совокупность четырех одинаковых 2V90°

В каждом отсеке силы инерции первого порядка, действующие вдоль осей цилиндров, находятся как проекции на эти оси одного и того же фиктивного радиус-вектора C_1 первого порядка, проведенного вдоль радиуса кривошипа, при некотором произвольном его положении, определяемом углом α поворота от вертикальной плоскости симметрии отсека. При этом выражения для сил инерции первого порядка левого и правого цилиндров запишутся в следующем виде:

$$P_{1l} := C_1 \cdot \cos(45^\circ + \alpha)$$

$$P_{1r} := C_1 \cdot \cos(45^\circ - \alpha) = C_1 \cdot \sin(45^\circ + \alpha)$$

Геометрическое сложение векторов P_{1l} и P_{1r} первого порядка при величине угла $\gamma_{\text{отл}} := 90^\circ$ показывает, что результирующая сил первого порядка ΣP_1 равна исходному фиктивному радиус-вектору C_1 первого порядка, постоянна по величине, направлена по радиусу кривошипа отсека 2V90° и ведет себя подобно центростремительной силе инерции неуравновешенных вращающихся масс

В отсеке 2V90° радиус-векторы ΣP_1 и P_R могут быть заменены суммарным радиус-вектором, постоянной величины, направленным по радиусу кривошипа отсека и вращающихся вместе с ним вокруг оси коленчатого вала с угловой скоростью ω :

$$Q := \Sigma P_1 + P_R = C_1 + P_R = m_s + m_R \cdot R \cdot \omega^2$$

В случае выбранной нами крестообразной схемы заклики кривошипов вала схема расположения фиктивных векторов второго порядка будет следующей:

Из данной схемы видно следующее:

$$\sum C_{\parallel} := 0, \text{ откуда } \sum P_{\parallel} := 0$$

$$\sum M_{C\parallel} := 0, \text{ откуда } \sum M_{\parallel} := 0$$

Таким образом, достигается самоуравновешенность двигателя по силам и моментам второго порядка

Учитывая изложенное, можно считать, что все силы, действующие в двигателе, приводятся к четырем радиус-векторам Q постоянной величины, каждый из которых направлен по радиусу кривошипа соответственного отсека двигателя

Из схемы расположения векторов видно, что их сумма равна нулю:

$$\sum Q := 0$$

Таким образом, уравнивание двигателя $8V90^\circ$ сводится к погашению результирующего продольного неуравновешенного момента $\sum M_Q := \sqrt{10} \cdot Q \cdot l_0$, который определяется геометрическим сложением векторов составляющих продольных моментов $\sum M_{Q14} := 3 \cdot Q \cdot l_0$ и $\sum M_{23} := Q \cdot l_0$, разбиваемых векторами $Q_1 - Q_4$ и $Q_2 - Q_3$

Этот момент может быть уравновешен установкой противовесов на щеках вала, применением выносных противовесов и применением противовесов на щеках вала в комбинации с выносными противовесами

Во избежание применения слишком громоздких выносных противовесов, воспользуемся комбинированной схемой уравнивания

Уравновесим силу $\sum P_1$ с помощью противовесов на щеках вала, чем дополнительно разгрузим коренные подшипники

$$\sum P_1 := m_s \cdot R \cdot \omega^2$$

Условие уравнивания: $\sum P_1 := 2 \cdot R_{np}$, тогда

$$R_{np} := m_{np} \cdot r_{ц.м} \cdot \omega^2 = 0.5 \cdot \sum P_1$$

Этому условию удовлетворяют противовесы следующей конструкции:

$$m_{np} := 0 \text{ кг} \quad r_{ц.м} := 0 \text{ м} - \text{ радиус центра масс (радиус противовеса)}$$

Моделирование противовеса произведено в программе Solid Works

Момент создаваемый силой P_R , уравновесим с помощью выносных противовесов

$$\Sigma M_{PK} := \sqrt{10} \cdot P_R \cdot l_O = \sqrt{10} \cdot m_R \cdot R \cdot \omega^2 \cdot l_O$$

Условие уравновешивания: $\Sigma M_{Rnp} := m_{np} \cdot r_{ц.м} \cdot \omega^2 \cdot l = \Sigma M_{PR}$, где $l := 0$ м – плечо приложения силы, равное длине коленчатого вала между точками установки противовесов

Данному условию удовлетворяют противовесы следующей конструкции: $m_{np} := 0$ кг, $r_{ц.м} := 0$ м

Моделирование противовеса произведено в программе Solid Works

При этом выносные противовесы должны быть повернуты относительно плоскости расположения первого и четвертого кривошипов на угол, равный ____ по направлению вращения коленчатого вала

ЛИТЕРАТУРА

1. "Динамический расчет поршневых ДВС" В. В. Румянцев
2. "Учебное пособие по курсовому проектированию двигателей внутреннего сгорания" И. В. Алексеев, С. Н. Бозданов, С. А. Пришивин, П. В. Сафронов, В. Е. Ерещенко

уравновешенье в8 р6 и в12