

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВС

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение
(по направлениям)» очной формы обучения*



Могилев 2020

УДК 621.43
ББК 31.365
О23

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой ТТМ «19» сентября 2020 г., протокол № 2

Составитель канд. техн. наук, доц. Е. В. Кузнецов

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Науменко

Методические рекомендации к практическим занятиям предназначены для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)».

Учебно-методическое издание

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВС

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Е. В. Ковалевская

Подписано в печать 18.11.2020 . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 1,63 . Уч.-изд. л. 1,69 . Тираж 56 экз. Заказ № 628.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т. Мира, 43, 212022, Могилёв.

© Белорусско-Российский
университет, 2020

Содержание

Введение	4
1 Практическое занятие № 1. Расчёт процесса впуска	5
2 Практическое занятие № 2. Расчёт процессов сжатия и горения	8
3 Практическое занятие № 3. Расчёт процессов расширения и впуска	11
4 Практическое занятие № 4. Определение основных параметров дви- гателя внутреннего сгорания	13
5 Практическое занятие № 5. Оценка сил, действующих на поршень	16
6 Практическое занятие № 6. Оценка сил, действующих на шатун и коленчатый вал	18
7 Практическое занятие № 7. Выбор основных параметров маховика	20
8 Практическое занятие № 8. Оценка уравновешенности кривошип- но-шатунного механизма	21
Список литературы	22
Приложение А	23

Введение

С помощью самоходной техники (автомобилей, тракторов, строительно-дорожных машин и т. п.) выполняется большой объём транспортных работ, связанных с перемещением грузов и пассажиров. Характеристики и параметры двигателя любой самоходной машины определяют её важнейшие эксплуатационные свойства – производительность, экономичность, эргономичность, экологичность, надёжность и др. Поэтому будущим специалистам необходимо знать основы теории и проектирования двигателей внутреннего сгорания (ДВС), которые в основном применяют на указанных машинах.

Целью учебной дисциплины «Основы теории и проектирования ДВС» является формирование у студентов комплекса знаний по конструкции, теории и методам проектирования ДВС, применяемых на самоходных машинах.

При подготовке современных специалистов важная роль принадлежит практическим занятиям по указанной дисциплине, где студент под руководством преподавателя-консультанта осваивает приёмы самостоятельной расчётной работы. Целью данных занятий является изучение классических методов теплового и динамического расчётов поршневого двигателя, а также получение практических навыков инженерной работы.

Отчёты по практическим занятиям оформляются в тетради и содержат решения задач согласно заданному преподавателем варианту по тепловому и динамическому расчётам мотора.

1 Практическое занятие № 1. Расчёт процесса впуска

Выбрав из таблицы 1.1 по указанию преподавателя исходные данные, используемые на всех занятиях (номинальную мощность двигателя N_n , номинальную частоту вращения коленчатого вала n_n , степень повышения давления наддува π_k , степень сжатия ε , коэффициент избытка воздуха α , угол перекрытия клапанов φ_n и угол запаздывания закрытия впускных клапанов φ_{1k}), студент производит вычисления по приведенным далее математическим зависимостям.

Таблица 1.1 – Исходные данные для теплового и динамического расчётов двигателя

Номер варианта	N_n , л. с.	n_n , об/мин	π_k	ε	α	φ_n , град	φ_{1k} , град
1	2	5000	1,17	5,0	0,85	20	60
2	5	3000	1,05	6,0	0,90	25	65
3	10	5500	1,10	7,0	0,95	32	60
4	15	3500	1,15	8,0	0,87	30	65
5	25	5600	1,08	8,5	0,93	20	64
6	30	2000	1,07	25,0	1,25	25	45
7	45	4800	1,20	9,5	0,98	30	55
8	50	4000	1,25	10,0	1,00	33	58
9	65	4400	1,04	22,5	1,30	20	62
10	75	5800	1,30	9,0	0,88	15	65
11	80	3900	1,03	20,0	1,35	20	52
12	98	4600	1,13	10,5	1,01	22	62
13	110	4200	1,22	19,0	1,40	27	68
14	125	4500	1,26	11,0	1,02	23	53
15	150	2100	1,01	18,0	1,45	28	68
16	165	4100	1,02	18,5	1,50	34	67
17	180	2200	1,32	17,0	1,55	36	54
18	220	2300	1,33	17,5	1,60	32	52
19	250	2400	1,35	16,5	1,65	28	51
20	280	2600	1,50	16,0	1,70	32	66
21	300	2700	1,06	15,0	1,67	34	68
22	330	2800	1,07	15,5	1,72	33	61
23	400	1900	1,09	17,3	1,58	21	62
24	500	1800	1,11	15,8	1,75	28	41
25	600	1700	1,13	14,7	1,80	21	48
26	800	1600	1,00	14,5	1,38	26	47
27	1000	1500	1,00	14,0	1,27	38	40

Кроме данных таблицы 1.1, для расчёта используют нормальные параметры воздушной среды – давление $p_0 = 0,1$ МПа и температуру $T_0 = 293$ К (20 °С).

Если двигатель без компрессора, о чём судят по величине степени повышения давления наддува $\pi_k = p_k / p_0 = 1,00$, где p_k – давление за компрессором, то p_0 и T_0 непосредственно используются для вычисления параметров рабочего

тела в конце впуска p_a и T_a . Если же двигатель с наддувом ($\pi_k > 1$), то сначала определяют параметры рабочего тела за компрессором:

$$p_k = \pi_k p_0; \quad (1.1)$$

$$T_k = T_0 \sqrt[3]{\pi_k}. \quad (1.2)$$

Чтобы вычислить давление в конце впуска p_a , сначала оценивают среднюю плотность воздуха на впуске ρ_v . Для двигателя без наддува, т. е. при p_0 и T_0 , перед впускными клапанами имеем $\rho_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$, а для двигателя с наддувом ρ_v оценивают по уравнению Менделеева-Клапейрона:

$$\rho_v = \frac{p_k}{R_v T_k}, \quad (1.3)$$

где R_v – газовая постоянная воздуха, т. е. это отношение универсальной газовой постоянной $R = 8314 \text{ Дж/(кмоль}\cdot\text{К)}$ к мольной массе воздуха $\mu_v = 29 \text{ кг/кмоль}$, $R_v = 286,7 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Потери давления на впуске Δp_a , Па, определяют по зависимости Д. Бернулли:

$$\Delta p_a = 0,5 \xi v_v^2 \rho_v, \quad (1.4)$$

где ξ – суммарный коэффициент сопротивления воздуха (для современных автотракторных моторов $\xi = 2,5 \dots 4,0$);

v_v – средняя скорость воздуха во впускном клапане (на номинальном режиме $v_v = 100 \dots 150 \text{ м/с}$).

Давление в конце впуска

$$p_a = \pi_k p_0 - \Delta p_a. \quad (1.5)$$

Следующим шагом рассматриваемой методики (Приложение А) является оценка давления остаточных газов в цилиндре:

– для безнаддувного мотора

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) p_0; \quad (1.6)$$

– для двигателя с наддувом

$$p_r = (0,75 \dots 0,98) p_k. \quad (1.7)$$

В зависимости от ε , π_k и α температуру остаточных газов в первом приближении оценивают по зависимости

$$T_r = 950 - 5\varepsilon + 30\alpha + 40\pi_k. \quad (1.8)$$

Эта температура обычно составляет $T_r = 600 \dots 1200$ К.

Задавшись величиной подогрева свежего заряда $\Delta T = 0 \dots 40$ К, определяют коэффициент остаточных газов γ_r . Это один из показателей, позволяющий оценить качество рабочей смеси в цилиндре двигателя:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\phi_{\Pi} p_r}{\varepsilon \phi_{1k} p_a - \phi_{\Pi} p_r}, \quad (1.9)$$

где здесь и далее для безнаддувного мотора вместо T_k подставляют T_0 .

Далее оценивают температуру в конце впуска (в начале сжатия):

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (1.10)$$

Важнейшим показателем процесса впуска является коэффициент наполнения η_V . Это отношение массы вошедшего свежего заряда m_1 к теоретически возможной m_{1T} при данных параметрах на впуске (p_k и T_k – для наддувного мотора или p_0 и T_0 – для безнаддувного) и малой скорости поршня:

$$\eta_V = \frac{m_1}{m_{1T}} = \frac{T_k (\varepsilon \phi_{1k} p_a - \phi_{\Pi} p_r \gamma_r)}{p_k (T_k + \Delta T) (\varepsilon - 1)}, \quad (1.11)$$

где ϕ_{1k} и ϕ_{Π} подставляют в радианах, т. е. значение каждого угла в градусах умножают на 3,14 и делят на 180°.

Для современных ДВС на номинальном режиме $\eta_V = 0,75 \dots 1,0$.

На этом расчёт процесса впуска поршневого мотора заканчивают.

Контрольные вопросы

- 1 Что показывает коэффициент наполнения?
- 2 Какова температура остаточных газов?
- 3 Каковы величины суммарного коэффициента сопротивления воздуха?

2 Практическое занятие № 2. Расчёт процессов сжатия и горения

Процесс сжатия анализируют в предположении, что показатель политропы n_1 неизменен. Его оценивают по выражению

$$n_1 = 1,41 - 0,0013\varepsilon - 0,00012T_a. \quad (2.1)$$

В соответствии с уравнениями связей параметров рабочего тела в политропном процессе давление и температуру в конце сжатия определяют по зависимостям

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad (2.2)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (2.3)$$

Для моторов с принудительным воспламенением топлива без наддува характерны такие параметры: $p_c = 0,9...2$ МПа; $T_c = 600...800$ К. Для дизелей без наддува $p_c = 3,5...6$ МПа; $T_c = 700...900$ К. Для двигателей с наддувом давление и температура в конце сжатия больше.

Фрагмент индикаторной диаграммы, показывающий процессы сжатия, горения и начала расширения, изображён на рисунке 2.1.

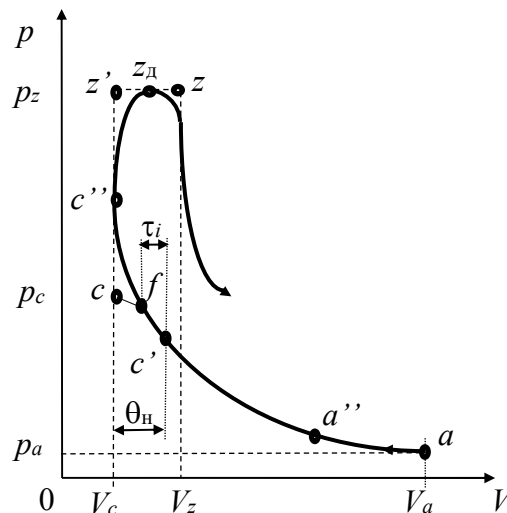


Рисунок 2.1 – Индикаторная диаграмма процессов сжатия и горения

Точка c' на рисунке 2.1 соответствует началу подачи топлива в цилиндр дизеля или моменту искрообразования в двигателе с принудительным воспламенением, что определяется углом поворота коленчатого вала (ПКВ) $\theta_H = 5...60^\circ$ до верхней мёртвой точки (ВМТ). Точкой f отмечено начало видимого горения, т. е. отрыв линии горения от линии сжатия. Указанные точки отстоят на величину периода

индукции (задержки воспламенения) τ_i . Точка z_d соответствует максимальному давлению p_z в цилиндре, а z показывает конец подвода теплоты, где имеет место максимальная температура цикла T_z .

Для современных дизелей на номинальном режиме работы характерны следующие параметры цикла: $p_z = 5...14$ МПа; $T_z = 1800...2300$ К; степень повышения давления $\lambda = p_z / p_c = 2,5...3,5$; степень предварительного расширения $\rho = V_z / V_c = 1,1...1,5$. У современных моторов с принудительным воспламенением $p_z = 3...8$ МПа; $T_z = 2400...3100$ К; $\lambda = 3,2...4,2$; $\rho = 1,05...1,1$. Двигатели с наддувом имеют p_z и T_z существенно больше.

При расчёте процесса горения определяют период индукции τ_i , с, по формуле

$$\tau_i = 0,0005 \frac{e^{500/T_c'}}{\sqrt{p_{c'}}}, \quad (2.4)$$

где $T_{c'}$ – температура рабочего тела в начале зажигания (впрыска), т. е. в точке c' , $T_{c'} \approx 0,8 T_c$;

$p_{c'}$ – давление в точке c' , $p_{c'} \approx 0,9 p_c$.

Далее определяют угол опережения зажигания (впрыска топлива):

$$\theta_H = 0,1 + \tau_i \omega_N, \quad (2.5)$$

где ω_N – угловая скорость коленчатого вала двигателя на номинальном режиме работы, $\omega_N = 0,105 n_N$.

Угол θ_H следует перевести в градусы угла ПКВ.

Задавшись λ , вычисляют максимальное давление цикла:

$$p_z = \lambda p_c. \quad (2.6)$$

При выборе λ нельзя превышать допустимую жёсткость процесса горения, т. е. скорость увеличения давления $\frac{dp}{d\varphi}$, МПа/рад, при подходе поршня к ВМТ, а именно:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{p_{c''} - p_f}{\theta_H} < 10, \quad (2.7)$$

где φ – угол ПКВ от начала горения топлива до ВМТ;

$p_{c''}$ – давление в точке c'' , т. е. когда поршень находится в ВМТ,

$$p_{c''} = 0,5 p_z; \quad (2.8)$$

p_f – давление в начале видимого горения,

$$p_f = 0,9 p_c. \quad (2.9)$$

Для достаточно точного построения в дальнейшем политропы сжатия на индикаторной диаграмме следует вычислить давление p_{k1} для нескольких промежуточных объёмов V_k :

$$p_{k1} = p_a \left(\frac{V_a}{V_k} \right)^{n_1}. \quad (2.10)$$

Результаты вычислений по формуле (2.10) заносят в таблицу 2.1. Обозначив V_h – рабочий объём цилиндра, получим $V_h = V_a - V_c$ ($V_a = 1$; $V_c = V_a / \varepsilon = 1/\varepsilon$). Тогда промежуточные объёмы вычисляются по следующим зависимостям:

$$V_1 = V_c + 0,05V_h; \quad (2.11)$$

$$V_2 = V_c + 0,1V_h; \quad (2.12)$$

$$V_3 = V_c + 0,2V_h; \quad (2.13)$$

$$V_4 = V_c + 0,3V_h; \quad (2.14)$$

$$V_5 = V_c + 0,5V_h; \quad (2.15)$$

$$V_6 = V_c + 0,8V_h. \quad (2.16)$$

Таблица 2.1 – Давление на линии сжатия

Объём V_k	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6
Давление p_{k1}						

Задавшись степенью предварительного расширения ρ и коэффициентом молекулярного изменения $k_\mu = 1,02 \dots 1,12$, оценивают температуру:

$$T_z = \frac{\lambda \rho T_c}{k_\mu}. \quad (2.17)$$

Контрольные вопросы

- 1 Значения показателя политропы сжатия.
- 2 Какова максимальная температура рабочего тела?

3 Практическое занятие № 3. Расчёт процессов расширения и выпуска

Процесс расширения в реальном двигателе так же, как и процесс сжатия, протекает по сложному политропному закону. Рассматриваемая методика предполагает, что показатель политропы расширения n_2 неизменен. Его вычисляют по зависимости

$$n_2 = 1,42 - 0,001\varepsilon - 0,00004T_z - 0,007\alpha. \quad (3.1)$$

Фрагмент индикаторной диаграммы, показывающий процессы расширения и выпуска, отражён на рисунке 3.1; точка b' соответствует началу открытия выпускного клапана, точка b – давлению в конце политропного расширения. Точкой b'' отмечено реальное давление в цилиндре при положении поршня в нижней мёртвой точке (НМТ). Эта точка получается после скругления индикаторной диаграммы (штриховые линии на рисунке 3.1).

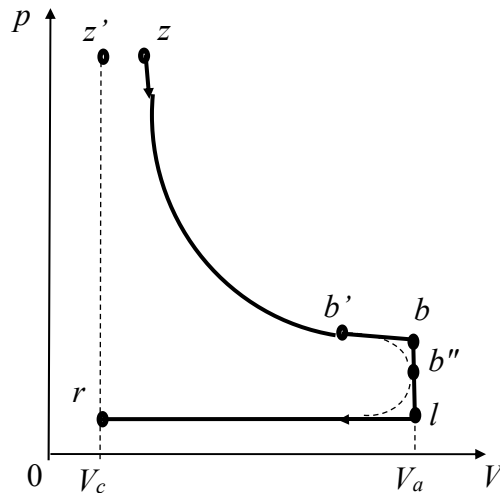


Рисунок 3.1 – Индикаторная диаграмма процессов расширения и выпуска

Температуру в конце расширения вычисляют по зависимости

$$T_b = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1}. \quad (3.2)$$

Давление в конце рабочего хода поршня определяют по выражению

$$p_b = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2}. \quad (3.3)$$

Для дизелей $p_b = 0,2...0,5$ МПа; $T_b = 900...1200$ К. Для двигателей с принудительным воспламенением $p_b = 0,3...0,6$ МПа, $T_b = 1200...1700$ К.

Для проверки обоснованности выбора давления p_r и температуры T_r остаточных газов в начале расчёта процесса впуска необходимо вычислить температуру по формуле

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}. \quad (3.4)$$

Если полученная по зависимости (3.4) T_r существенно отличается (более чем на 5 %) от вычисленной в формуле (1.8), то тепловой расчёт следует уточнить, подставив в (1.9) и последующие зависимости значение T_r из (3.4).

Для достаточно точного построения в дальнейшем политропы расширения на индикаторной диаграмме следует вычислить давление p_{k2} для нескольких промежуточных объёмов V_k , как и по зависимости (2.10):

$$p_{k2} = p_b \left(\frac{V_a}{V_k} \right)^{n_2}. \quad (3.5)$$

Результаты вычислений заносят в таблицу 3.1, где объёмы V_k такие же, как в таблице 2.1.

Таблица 3.1 – Давление на линии расширения

Объём V_k	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6
Давление p_{k2}						

Контрольные вопросы

- 1 Значения показателя политропы расширения.
- 2 Какова температура рабочего тела на выпуске?
- 3 Допустимое отличие температуры остаточных газов, полученных по формуле (3.4), от полученных по формуле (1.8).

4 Практическое занятие № 4. Определение основных параметров двигателя внутреннего сгорания

Различают показатели ДВС, характеризующие только его рабочий цикл (индикаторные) и совершенство двигателя в целом (эффективные). Все указанные показатели определяют с помощью индикаторной диаграммы мотора путём вычисления среднего индикаторного давления цикла p_i .

Характерный вид индикаторной диаграммы четырёхтактного безнаддувного двигателя внутреннего сгорания показан на рисунке 4.1.

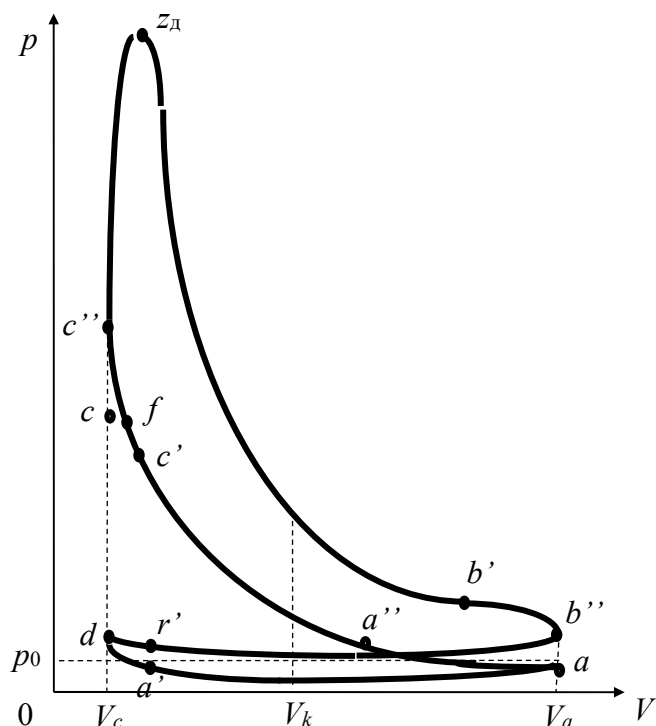


Рисунок 4.1 – Индикаторная диаграмма четырёхтактного двигателя

Для точного построения политроп сжатия и расширения используют данные таблицы 2.1.

Полезная индикаторная работа цикла эквивалентна площади на индикаторной диаграмме между политропами расширения и сжатия.

Среднее индикаторное давление цикла p_i вычисляют по зависимости

$$p_i = k_n p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{\rho^{n_2-1}}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \quad (4.1)$$

где k_n – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, который показывает, какую часть от площади теоретической составляет площадь действительной. Для двигателей с принудительным воспламенением $k_n = 0,94...0,97$. Для дизелей $k_n = 0,92...0,95$.

Далее определяют среднее эффективное давление цикла, т. е. с учётом насосных и механических потерь в моторе:

$$p_e = p_i \eta, \quad (4.2)$$

где η – КПД двигателя, которым задаются на уровне лучших мировых аналогов (для дизелей $\eta = 0,3 \dots 0,45$; для двигателей с принудительным воспламенением $\eta = 0,25 \dots 0,4$).

Для сравнения экономичности исследуемого двигателя с другими моделями оценивают его удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт·ч, который определяют по зависимости

$$g_e = \frac{3600}{\eta H_u}, \quad (4.3)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива (для бензина $H_u = 44$ МДж/кг; для дизельного топлива $H_u = 42,5$ МДж/кг).

Произведение g_e на номинальную мощность N_n , выраженную в киловаттах (1 л. с. = 0,736 кВт), позволяет вычислить часовой расход топлива G_T , кг/ч, данным мотором при работе на номинальном режиме:

$$G_T = \frac{g_e N_n}{1000}. \quad (4.4)$$

Для выбора основных параметров двигателя сначала оценивают рабочий объём всех его цилиндров iV_h для заданной номинальной мощности N_n :

$$iV_h = \frac{\pi \tau N_n}{\omega_N p_e}, \quad (4.5)$$

где iV_h – рабочий объём всех цилиндров двигателя, дм³;

π – число Пифагора, $\pi = 3,14$;

τ – показатель тактности (для четырёхтактных моторов $\tau = 2$).

После определения необходимого рабочего объёма двигателя iV_h выбирают его компоновочную схему (рядный, оппозитный, V-образный, W-образный, крестообразный или звёздообразный) и количество цилиндров i . Вычерчивают схемы коленчатого вала и цилиндров.

Затем вычисляют рабочий объём одного цилиндра V_h путём деления iV_h на принятое число цилиндров i .

Задавшись отношением хода поршня S к диаметру цилиндра D в диапазоне $0,6 < S/D < 1,4$, определяют диаметр цилиндра D , мм:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \left(\frac{S}{D}\right)}}. \quad (4.6)$$

Затем диаметр цилиндра следует перевести в миллиметры с округлением до 0,1 и определить ход поршня:

$$S = D \left(\frac{S}{D}\right). \quad (4.7)$$

В конце теплового расчёта оценивают среднюю скорость поршня:

$$\bar{v}_п = \frac{S \omega_N}{\pi}. \quad (4.8)$$

Для поршневых двигателей самоходных коммерческих машин диаметры цилиндров находятся в диапазоне $32 < D < 210$ мм, число цилиндров i составляет от 1 до 16, средняя скорость поршня на номинальном режиме находится в диапазоне $8 < \bar{v}_п < 20$ м/с.

Контрольные вопросы

- 1 Что показывает удельный расход топлива?
- 2 Каков КПД современных моторов?
- 3 На что влияет величина средней скорости поршня?

5 Практическое занятие № 5. Оценка сил, действующих на поршень

Целью динамического расчёта двигателя является оценка сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме (КШМ), для последующего обоснованного выбора конструктивных параметров всех его деталей. Динамический расчёт делают на основе кинематического, который определяет связь между перемещением, скоростью и ускорением поршня с углом поворота коленчатого вала.

Вначале определяют максимальную скорость поршня, которая имеет место на режиме максимального холостого хода ($\omega_{x.x}^{\max} \approx 1,2 \omega_n$) в положении, когда кривошип перпендикулярен шатуну:

$$v_p^{\max} = \omega_{x.x}^{\max} r, \quad (5.1)$$

где r – радиус кривошипа, который равен половине хода поршня, $r = 0,5 S$.

Для оценки геометрии кривошипно-шатунного механизма используется параметр – коэффициент длины шатуна $\lambda_{ш}$. Он оценивается по зависимости

$$\lambda_{ш} = \frac{r}{l_{ш}}, \quad (5.2)$$

где $l_{ш}$ – длина шатуна (расстояние между осями его верхней и нижней головок).

Для современных поршневых ДВС $0,25 < \lambda_{ш} < 0,33$.

Задавшись $\lambda_{ш}$, вычисляют экстремальные ускорения поршня, т. е. в ВМТ и в НМТ:

$$j_p^{\text{ВМТ}} = \omega_{x.x}^{\max 2} r [\cos 0^\circ + \lambda_{ш} \cos(2 \cdot 0^\circ)]; \quad (5.3)$$

$$j_p^{\text{НМТ}} = \omega_{x.x}^{\max 2} r [\cos 180^\circ + \lambda_{ш} \cos(2 \cdot 180^\circ)]. \quad (5.4)$$

Динамический расчёт производят для номинального режима работы мотора, т. е. во всех последующих зависимостях в качестве угловой скорости используют номинальную ($\omega = \omega_n$).

Выбрав ориентировочно величину поступательно движущейся массы

$$m_p \approx 0,03 N_n, \quad (5.5)$$

определяют силы инерции поступательно движущихся масс:

– первого порядка

$$F_{jп1} = -m_p \omega^2 r \cos \varphi; \quad (5.6)$$

– второго порядка

$$F_{jп2} = -m_p \omega^2 r \lambda_{ш} \cos 2\varphi. \quad (5.7)$$

Вычисления по формулам (5.6) и (5.7) следует выполнять с шагом угла ПКВ 30° . Результаты заносят в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Силы, действующие на поршень, шатун и цилиндр

Угол ПКВ φ , град	F_{jn1} , Н	F_{jn2} , Н	p , МПа	F_r , Н	F_Σ , Н	F_s , Н	F_N , Н
0			p_a				
30			p_a				
60			p_a				
90			p_a				
120			p_a				
150			p_a				
180			p_{61}				
210			p_{51}				
240			p_{41}				
270			p_{31}				
300			p_{21}				
330			p_{11}				
360			$0,9p_z$				
375			p_z				
390			p_{12}				
420			p_{22}				
450			p_{32}				
480			p_{42}				
510			p_{52}				
540			p_{62}				
570			p_b				
600			p_b				
630			p_b				
660			p_b				
690			p_b				
720			p_b				

С таким же шагом угла ПКВ и с использованием данных теплового расчёта вычисляют силу давления газов F_r , а также суммарную силу F_Σ , действующую на поршень:

$$F_r = A_{\text{п}} (p - p_0); \quad (5.8)$$

$$F_\Sigma = F_r + F_{jn1} + F_{jn2}, \quad (5.9)$$

где $A_{\text{п}}$ – площадь днища поршня, $A_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4}$.

С использованием данных таблицы 5.1 на одном рисунке строят графики: $F_{jn1} = f(\varphi)$, $F_{jn2} = f(\varphi)$, $F_\Sigma = f(\varphi)$.

Контрольные вопросы

- 1 Какие силы инерции действуют в ДВС?
- 2 Как определить силы, действующие на поршень?

6 Практическое занятие № 6. Оценка сил, действующих на шатун и коленчатый вал

Вычисляют осевую силу F_S , сжимающую или растягивающую шатун, и боковую силу F_N , с которой поршень прижимается к цилиндру:

$$F_S = F_\Sigma \sqrt{1 - \lambda_{\text{ш}}^2 \sin^2 \varphi}; \quad (6.1)$$

$$F_N = F_\Sigma \lambda_{\text{ш}} \sin \varphi \sqrt{1 - \lambda_{\text{ш}}^2 \sin^2 \varphi}. \quad (6.2)$$

Результаты расчётов заносят в таблицу 5.1, а на рисунке изображают их графические зависимости $F_S = f(\varphi)$, $F_N = f(\varphi)$.

Далее оценивают силы, действующие на коленчатый вал:

– осевую силу кривошипа F_k , нагружающую коренные подшипники

$$F_k = F_S \cos(\varphi + \beta); \quad (6.3)$$

– окружную силу кривошипа

$$F_T = F_S \sin(\varphi + \beta), \quad (6.4)$$

где β – угол качания шатуна ($\beta = \arcsin(\lambda_{\text{ш}} \sin \varphi)$).

Результаты расчётов заносят в таблицу 6.1, а на рисунке изображают графики $F_k = f(\varphi)$, $F_T = f(\varphi)$.

Таблица 6.1 – Силы и моменты, действующие на коленчатый вал

Угол ПКВ φ , град	Угол качания шатуна β , град	F_k , Н	F_T , Н	M_1 , Н·м	M_Σ , Н·м
0	0				
30					
60					
...					
720	0				

После анализа функций $F_k = f(\varphi)$ и $F_S = f(\varphi)$ определяют наименее нагруженные места (по углу ПКВ) шатунных и коренных шеек коленчатого вала, где могут быть выполнены отверстия для подвода смазки, а также места наибольшего износа, где указанные силы максимальны.

Затем вычисляют крутящий момент на одном кривошипе M_1 и для многоцилиндрового мотора суммарный момент на коленчатом валу M_Σ :

$$M_1 = r F_T; \quad (6.5)$$

$$M_\Sigma = \sum_{k=1}^i M_k, \quad (6.6)$$

где M_k – крутящий момент на k -м кривошипе с учётом смещения на угол $\delta\varphi$ между процессами, протекающими в цилиндрах.

Угол смещения $\delta\varphi$ зависит от компоновки мотора, т. е. от угла развала блока цилиндров γ и угла между кривошипами α :

$$\delta\varphi = \frac{\tau\pi}{i} \pm (\alpha - \gamma). \quad (6.7)$$

Результаты расчётов заносят в таблицу 6.1 и на рисунке изображают графические зависимости $M_1 = f(\varphi)$ и $M_\Sigma = f(\varphi)$.

Для M_Σ определяют коэффициент неравномерности момента на маховике:

$$\delta_M = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_e}, \quad (6.8)$$

где M_{\max} , M_{\min} – экстремальные значения крутящего момента M_Σ за цикл;
 M_e – среднее значение крутящего момента на коленчатом валу за цикл.

Контрольные вопросы

- 1 Как определить силы, действующие на шатун?
- 2 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала.
- 3 Силы, действующие на коренную шейку коленчатого вала.

7 Практическое занятие № 7. Выбор основных параметров маховика

Маховик поршневого ДВС является элементом трёх систем – кривошипно-шатунного механизма, системы запуска и трансмиссии. В КШМ маховик выполняет функции, во-первых, аккумулятора кинетической энергии на рабочем ходе для выполнения подготовительных тактов (впуска, сжатия и выпуска), во-вторых, демпфера колебаний крутящего момента и угловой скорости.

Выбор момента инерции маховика осуществляют по зависимости

$$J_0 = \frac{\tau \pi p_a V_h (\lambda \varepsilon^{n_1} - 1) \sin[\tau \pi / (4i)]}{2i \delta_\omega \omega_H^2}, \quad (7.1)$$

где δ_ω – коэффициент неравномерности хода маховика двигателя на номинальном режиме, $\delta_\omega \leq 0,02$.

Принимая диаметр маховика из диапазона $0,1 < D_M < 0,5$ м (в зависимости от номинальной мощности мотора), вычисляют его толщину l_M . При этом используют известные физические зависимости. Так, момент инерции диска

$$J_0 = \frac{m_M D_M^2}{8}, \quad (7.2)$$

где m_M – масса маховика, $m_M = \rho_{\text{ч}} V_M$ (здесь $\rho_{\text{ч}}$ – плотность чугуна, которую принимают $\rho_{\text{ч}} = 6800$ кг/м³; V_M – объём маховика, $V_M = \pi l_M D_M^2 / 4$).

В результате имеем зависимость

$$l_M = \frac{J_0}{667,6 D_M^4}. \quad (7.3)$$

Контрольные вопросы

- 1 Какие параметры рабочего цикла ДВС определяют размеры маховика?
- 2 Из каких материалов изготавливают маховики ДВС?

8 Практическое занятие № 8. Оценка уравновешенности кривошипно-шатунного механизма

Неуравновешенными силами и моментами в поршневом ДВС могут быть:

- силы инерции поступательно движущихся масс первого порядка $F_{jп1}$ и второго порядка $F_{jп2}$;
- центробежные силы инерции вращающихся масс $F_{ц}$;
- изгибающие моменты $M_{jп1}$ и $M_{jп2}$ от сил $F_{jп1}$ и $F_{jп2}$;
- изгибающие моменты $M_{ц}$ от сил $F_{ц}$.

Анализ уравновешенности кривошипно-шатунного механизма (КШМ) проводят с помощью составления уравнений сумм проекций сил инерции на ось первого цилиндра отдельно для $\Sigma F_{jп1}$, $\Sigma F_{jп2}$ и $\Sigma F_{ц}$, а также уравнений изгибающих моментов от этих сил $\Sigma M_{jп1}$, $\Sigma M_{jп2}$, $\Sigma M_{ц}$ относительно середины коленчатого вала.

Например, если в двухцилиндровом рядном двигателе принята схема КШМ, как на рисунке 8.1, то силы инерции вычисляются следующим образом:

$$\Sigma F_{jп1} = \vec{F}'_{jп1} + \vec{F}''_{jп1} = m_{п1} r \omega^2 \cos\varphi + m_{п1} r \omega^2 \cos(\varphi + \alpha) = 0; \quad (8.1)$$

$$\Sigma F_{jп2} = m_{п2} r \omega^2 \lambda_{ш} [\cos 2\varphi + \cos 2(\varphi + \alpha)] = 2 m_{п2} r \omega^2 \lambda_{ш} \cos 2\varphi, \quad (8.2)$$

где для данной схемы $\alpha = \pi$.

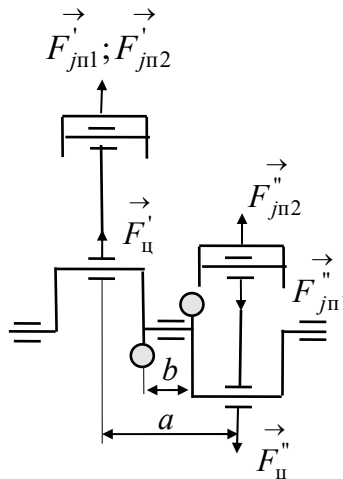


Рисунок 8.1 – Схема двухцилиндрового рядного двигателя

Из формулы (8.1) следует, что для данного мотора силы инерции поступательно движущихся масс первого порядка уравновешены $\Sigma F_{jп1} = 0$. Но силы инерции поступательно движущихся масс второго порядка в первом цилиндре и во втором цилиндре всегда, т. е. при любом φ , направлены в одну сторону. Поэтому они не уравновешены. Аналогичное уравнение составляется для центробежных сил инерции вращающихся масс $\Sigma F_{ц}$ (для данной схемы $\Sigma F_{ц} = 0$).

От совместного действия сил инерции первого порядка в обоих цилиндрах появляется изгибающий момент

$$\Sigma M_{jп1} = a F_{jп1} = a m_{п} r \omega^2 \cos\varphi, \quad (8.3)$$

где a – расстояние между осями цилиндров (см. рисунок 8.1).

Силы инерции поступательно движущихся масс второго порядка не образуют момента, т. е. $\Sigma M_{jп2} = 0$, но центробежные силы дают момент:

$$\Sigma M_{ц} = a F_{ц} = a m_{в} r \omega^2, \quad (8.4)$$

где $m_{в}$ – неуравновешенная противовесами вращающаяся масса кривошипа.

Если для исследуемого двигателя указанные суммы силовых факторов не равны нулю, то их уравнивают либо методом Ланчестера с вычислением параметров противовесов, либо используют специальные опоры мотора, с помощью которых он крепится к несущей системе машины.

Контрольные вопросы

- 1 Можно ли полностью уравновесить поршневой ДВС?
- 2 Что такое метод Ланчестера?

Список литературы

- 1 **Орлин, А. С.** Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / А. С. Орлин, М. Г. Круглов. – Москва: Машиностроение, 1990. – 288 с.
- 2 **Колчин, А. И.** Расчёт автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – Москва: Высшая школа, 2008. – 400 с.
- 3 **Кузнецов, Е. В.** Двигатели самоходных машин / Е. В. Кузнецов. – Могилёв: МГТУ, 2003. – 320 с.
- 4 **Тарасик, В. П.** Теория автомобилей и двигателей / В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – Минск: Новое знание, 2012. – 420 с.
- 5 **Степанов В. Н.** Автомобильные двигатели. Расчеты: учебное пособие для академ. бакалавриата / В. Н. Степанов. – Москва: Юрайт, 2017. – 148 с.

Приложение А (справочное)

Пример теплового расчёта двигателя

Исходные данные: $N_H = 64$ л.с.; $n_N = 4400$ об/мин; $\pi_k = 1,00$; $\varepsilon = 22,5$; $\alpha = 1,40$; $\varphi_{\Pi} = 18^\circ$ (0,314 рад); $\varphi_{1k} = 62^\circ$ (1,082 рад).

Решение

Расчёт производим для номинального режима работы дизельного ($\varepsilon > 12$) безнаддувного ($\pi_k = 1$) мотора. Поэтому вычислять параметры рабочего тела за компрессором не требуется, т. е. $p_k = p_0$; $T_k = T_0$.

Процесс впуска

$$\rho_v = \frac{p_0}{R_B T_0} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{286,7 \cdot 293} = 1,19 \text{ кг/м}^3;$$

$$\Delta p_a = \xi v_b^2 \rho_v 0,5 = 3 \cdot 120^2 \cdot 1,19 \cdot 0,5 = 25704 \text{ Па} = 0,026 \text{ МПа};$$

$$p_a = \pi_k p_0 - \Delta p_a = 1 \cdot 0,1 - 0,026 = 0,074 \text{ МПа};$$

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) p_0 = 1,1 \cdot 0,1 = 0,11 \text{ МПа};$$

$$T_r = 950 - 5\varepsilon + 30\alpha + 40\pi_k = 950 - 5 \cdot 22,5 + 30 \cdot 1,40 + 40 \cdot 1 = 920 \text{ К};$$

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{\Pi} p_r}{\varepsilon \varphi_{1k} p_a - \varphi_{\Pi} p_r} = \frac{293 + 20}{920} \cdot \frac{18 \cdot 0,11}{22,5 \cdot 62 \cdot 0,074 - 18 \cdot 0,11} = 0,01;$$

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 20 + 0,01 \cdot 920}{1 + 0,01} = 319 \text{ К};$$

$$\eta_V = \frac{T_k (\varepsilon \varphi_{1k} p_a - \varphi_{\Pi} p_r \gamma_r)}{p_k (T_k + \Delta T) (\varepsilon - 1)} = \frac{293 (22,5 \cdot 1,082 \cdot 0,074 - 0,314 \cdot 0,11 \cdot 0,01)}{0,1 (293 + 20) (22,5 - 1)} = 0,78.$$

Процесс сжатия

$$n_1 = 1,41 - 0,0013\varepsilon - 0,00012T_a = 1,41 - 0,0013 \cdot 22,5 - 0,00012 \cdot 319 = 1,34;$$

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,074 \cdot 22,5^{1,34} = 4,80 \text{ МПа};$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 319 \cdot 22,5^{1,34 - 1} = 919 \text{ К}.$$

Процесс сгорания

$$\tau_i = 0,0005 \frac{e^{\frac{500}{T_c}}}{\sqrt{p_{c'}}} = 0,0005 \frac{2,7^{\frac{500}{0,8919}}}{\sqrt{0,9 \cdot 4,8}} = 0,0005 \text{ с};$$

$$\theta_H = 0,1 + \tau_i \omega_N = 0,1 + 0,0005 \cdot (0,105 \cdot 4400) = 0,331 \text{ рад} = 19^\circ;$$

$$p_z = \lambda p_c = 3 \cdot 4,8 = 14,4 \text{ МПа};$$

$$p_{c''} = 0,5 p_z = 0,5 \cdot 14,4 = 7,2 \text{ МПа};$$

$$p_f = 0,9 p_c = 0,9 \cdot 4,8 = 4,3 \text{ МПа};$$

$$\frac{dp}{d\phi} = \frac{P_{c''} - P_f}{\theta_H} = \frac{7,2 - 4,3}{0,331} = 8,8 \text{ МПа/рад} < 10;$$

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon} = \frac{1}{22,5} = 0,0444;$$

$$V_h = V_a - V_c = 1 - 0,0444 = 0,9556;$$

$$V_1 = V_c + 0,05 V_h = 0,0444 + 0,05 \cdot 0,9556 = 0,09218;$$

$$V_2 = V_c + 0,1 V_h = 0,0444 + 0,1 \cdot 0,9556 = 0,13996;$$

$$V_3 = V_c + 0,2 V_h = 0,0444 + 0,2 \cdot 0,9556 = 0,23552;$$

$$V_4 = V_c + 0,3 V_h = 0,0444 + 0,3 \cdot 0,9556 = 0,33108;$$

$$V_5 = V_c + 0,5 V_h = 0,0444 + 0,5 \cdot 0,9556 = 0,52220;$$

$$V_6 = V_c + 0,8 V_h = 0,0444 + 0,8 \cdot 0,9556 = 0,80888;$$

$$p_{11} = p_a \left(\frac{V_a}{V_1} \right)^{n_1} = 0,074 \left(\frac{1}{0,09218} \right)^{1,34} = 1,81 \text{ МПа};$$

$$p_{21} = p_a \left(\frac{V_a}{V_2} \right)^{n_1} = 0,074 \left(\frac{1}{0,13996} \right)^{1,34} = 1,03 \text{ МПа};$$

$$p_{31} = p_a \left(\frac{V_a}{V_3} \right)^{n_1} = 0,074 \left(\frac{1}{0,23552} \right)^{1,34} = 0,51 \text{ МПа};$$

$$p_{41} = p_a \left(\frac{V_a}{V_4} \right)^{n_1} = 0,074 \left(\frac{1}{0,33108} \right)^{1,34} = 0,33 \text{ МПа};$$

$$p_{51} = p_a \left(\frac{V_a}{V_5} \right)^{n_1} = 0,074 \left(\frac{1}{0,5222} \right)^{1,34} = 0,18 \text{ МПа};$$

$$p_{61} = p_a \left(\frac{V_a}{V_6} \right)^{n_1} = 0,074 \left(\frac{1}{0,80888} \right)^{1,34} = 0,10 \text{ МПа};$$

$$T_z = \frac{\lambda \rho T_c}{k_\mu} = \frac{3 \cdot 1,1 \cdot 919}{1,03} = 2944 \text{ К}.$$

Процесс расширения

$$\begin{aligned} n_2 &= 1,42 - 0,001\varepsilon - 0,00004T_z - 0,007\alpha = \\ &= 1,42 - 0,001 \cdot 22,5 - 0,00004 \cdot 2944 - 0,007 \cdot 1,4 = 1,27; \end{aligned}$$

$$T_b = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} = 2944 \left(\frac{1,1}{22,5} \right)^{1,27-1} = 1303 \text{ К};$$

$$p_b = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} = 14,4 \left(\frac{1,1}{22,5} \right)^{1,27} = 0,31 \text{ МПа};$$

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1303}{\sqrt[3]{\frac{0,31}{0,11}}} = 922 \text{ К};$$

$$p_{12} = p_b \left(\frac{V_a}{V_1} \right)^{n_2} = 0,31 \left(\frac{1}{0,09218} \right)^{1,27} = 6,40 \text{ МПа};$$

$$p_{22} = p_b \left(\frac{V_a}{V_2} \right)^{n_2} = 0,31 \left(\frac{1}{0,13996} \right)^{1,27} = 3,77 \text{ МПа};$$

$$p_{32} = p_b \left(\frac{V_a}{V_3} \right)^{n_2} = 0,31 \left(\frac{1}{0,23552} \right)^{1,27} = 1,94 \text{ МПа};$$

$$p_{42} = p_b \left(\frac{V_a}{V_4} \right)^{n_2} = 0,31 \left(\frac{1}{0,33108} \right)^{1,27} = 1,26 \text{ МПа};$$

$$p_{52} = p_b \left(\frac{V_a}{V_5} \right)^{n_2} = 0,31 \left(\frac{1}{0,5222} \right)^{1,27} = 0,71 \text{ МПа};$$

$$p_{62} = p_b \left(\frac{V_a}{V_6} \right)^{n_2} = 0,31 \left(\frac{1}{0,80888} \right)^{1,27} = 0,41 \text{ МПа}.$$

Основные параметры ДВС

$$p_i = k_{\Pi} p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{\rho^{n_2 - 1}}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =$$

$$= 0,93 \cdot 0,074 \frac{22,5^{1,34}}{22,5 - 1} \left[3(1,1 - 1) + \frac{3 \cdot 1,1}{1,27 - 1} \left(1 - \frac{1,1^{1,27 - 1}}{22,5^{1,27 - 1}} \right) - \frac{1}{1,34 - 1} \left(1 - \frac{1}{22,5^{1,34 - 1}} \right) \right] =$$

$$= 1,08 \text{ МПа};$$

$$p_e = p_i \eta = 1,08 \cdot 0,31 = 0,34 \text{ МПа};$$

$$g_e = \frac{3600}{\eta H_u} = \frac{3600}{0,31 \cdot 42,5} = 273 \text{ г/(кВт·ч)};$$

$$G_{\tau} = \frac{g_e N_{\text{н}}}{1000} = \frac{273 \cdot (64 \cdot 0,736)}{1000} = 12,9 \text{ кг/ч};$$

$$i V_h = \frac{\pi \tau N_{\text{н}}}{\omega_N p_e} = \frac{3,14 \cdot 2 (64 \cdot 0,736)}{(0,105 \cdot 4400) \cdot 0,34} = 1,9 \text{ дм}^3.$$

Принимаем количество цилиндров $i = 4$. Компоновка цилиндров мотора – 4L, т. е. в ряд. Тогда рабочий объём одного цилиндра

$$V_h = \frac{i V_h}{i} = \frac{1,9}{4} = 0,475 \text{ дм}^3.$$

Схема коленчатого вала представлена на рисунке А.1.

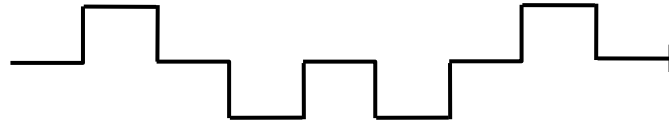


Рисунок А.1 – Схема коленчатого вала мотора 4L

Принимаем отношение хода поршня к диаметру цилиндра $\frac{S}{D} = 1,2$.

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \left(\frac{S}{D}\right)}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,475}{3,14 \cdot 1,2}} = 0,795 \text{ дм} = 79,5 \text{ мм};$$

$$S = D \left(\frac{S}{D}\right) = 79,5 \cdot 1,2 = 95,4 \text{ мм}.$$

$$\bar{v}_\Pi = \frac{S_{\omega N}}{\pi} = 0,0954 \cdot (0,105 \cdot 4400) / 3,14 = 14 \text{ м/с}.$$