

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

4. Тулаев Б.Р., Даминов О.О. Автоматизированный расчетно-графический комплекс проектирования двигателей внутреннего сгорания. «IV Резниковские чтения». IV международная научно-техническая конференция «Теплофизические и технологические аспекты повышения эффективности машиностроительного производства». Тольятти, 27-29 май 2015 г.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.43.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МГР С КУЛАЧКАМИ
РАЗЛИЧНОГО ПРОФИЛЯ
STUDY OF THE DYNAMICS OF THE MECHANISM
OF GAS DISTRIBUTION WITH CAMS OF DIFFERENT PROFILE

Ж.Б. Мирзаабдуллаев, ст. преп.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан
Zh. Mirzaabdullaev, Senior Lecturer,
Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье приводится сравнительный анализ динамики МГР с кулачками различного профиля.

Abstract. In clause the comparative analysis of dynamics the mechanism gas distribution with cams of a various structure is resulted.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, динамика, механизм газораспределения, кулачок, профиль.

Key words: internal combustion engines, dynamics, gas distribution mechanism, cam, profile.

ВВЕДЕНИЕ

При форсировании двигателей по частоте вращения коленчатого вала возникает ряд специфических задач, требующих научного и инженерного решения: динамическое уравнивание двигателя, обеспечение приемлемого уровня сохранения механических потерь на приемлемом уровне, стабилизация теплового состояния деталей шатунно-поршневой группы, цилиндра и его головки, клапанов и

другие. Но наиболее трудными представляются проблемы, связанные с обеспечением надёжной и качественной работы системы топливоподачи и механизма газораспределения [1].

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МГР С КУЛАЧКАМИ РАЗЛИЧНОГО ПРОФИЛЯ

Цель работы. Исследование влияния профиля кулачка при одинаковом подъеме клапана и угле действия на время-сечение клапанной щели, максимальную нагрузку на элементы привода клапана, на характеристику пружинного узла, а также на уровень искажения закона движения за счет резонансных колебаний упругомассовой системы механизма газораспределения одинаковой компоновки.

Этапы работы.

1. Расчет геометрии профилей кулачков: трехрадиусного выпуклого, Курца, полидайн [2].

Все перечисленные кулачки имеют одинаковые значения: $h_T \max$ – максимального подъема толкателя; φ_0 – угла действия кулачка; φ_1 – угла поворота кулачка, соответствующего фазе положительных ускорений; r_0 – радиуса начальной окружности (радиуса «затылка» кулачка).

2. Расчет по известным зависимостям законов движения клапана при одном (заданном) скоростном режиме работы двигателя

$$\left(\frac{1}{2}\omega = \frac{1}{2}\omega_H = \frac{\pi n_H}{60}\right).$$

3. Расчет параметра время-сечение клапанной щели при различных профилях кулачка:

$$A = \int_{t_H}^{t_k} f_{кл_{ti}} dt,$$

где $t_H = 0$ – момент начала подъема клапана; $t_k = \frac{\varphi_{оп} + \varphi_{зап} + 180}{2\omega}$ – момент окончания подъема клапана; $\varphi_{оп}$, $\varphi_{зап}$ – соответственно углы опережения открытия и запаздывания закрытия клапана; $f_{кл_{ti}}$ – подъем клапана, соответствующий моменту времени; $t_i = \varphi_i/\omega$;

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$f_{клti} = \pi h_{клti} (d_t \cos \alpha_\phi + h_{клti} \sin \alpha_\phi \cos^2 \alpha_\phi)$; α_ϕ – угол фаски клапана; φ_i – угол поворота кулачкового вала (текущие значения).

Приближенно по табличным значениям $f_{клti} \sim \varphi_i$ находим

$$A \approx \frac{\Delta\varphi}{\omega} \sum_0^{(\varphi_{оп} + \varphi_{зап} + 180)/\Delta\varphi} f_{клti}.$$

Строится сравнительная таблица значений A для кулачков различного профиля.

4. Расчет амплитуд резонансных колебаний привода и связанных с ней амплитуд гармонических искажений закона движения клапана при трех различных профилях кулачков. Для этого [3]:

а) рассчитывается при постоянном для всех выбранных профилей коэффициенте запаса K_3 максимальная упругая сила пружины $P_{прmax} = K_3 m_{кл.пр} j_{клmin}$ – минимальное ускорение клапана соответствующее точке верхнего выстоя кулачка ($\varphi = \frac{\varphi_0}{2}$);

б) определяются диаметр проволоки $d_{пр}$, диаметр пружины $D_{пр}$ и число ее витков i . Затем рассчитывается масса пружины:

$$m_{пр} = \pi D i \frac{\pi d_{пр}^2}{4} \rho_{пр},$$

где $\rho_{пр}$ – плотность материала пружины;

в) рассчитывается приведенная масса МГР:

$$m_{кл пр} = m_{кл} + \frac{1}{3} m_{пр} + \frac{J_{кор}}{i_k^2} + \frac{1}{3} \left[\frac{m_{шт}}{(i_k + C_{шт}/i_k C_{кор})^2} \right]$$

г) на основе полученного $m_{кл пр}$ уточняются $P_{прmax}$ (проводится повторный расчет) и новое значение $m_{пр}$;

д) определяется $m_{кл пр}$ при новом значении $m_{пр}$;

е) рассчитываются жесткости пружины и привода, а также частота собственных колебаний для кулачка каждого из исследуемых профилей:

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$$C_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{прmax}} - P_0}{h_{\text{клmax}}}, \quad C_{\text{мгр}} = \frac{C_{\text{шт}} C_{\text{кор}}}{i_k^2 C_{\text{кор}} + C_{\text{шт}}}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{C_{\text{пр}} + C_{\text{мгр}}}{m_{\text{кл пр}}}}.$$

ж) определяется номер ближайшей к ω_0 резонирующей гармонике возбуждающего фактора [4]:

$$k = \text{int} \frac{\omega_0}{0.5\omega};$$

з) рассчитывается амплитуда k -й гармонике возбуждающего фактора $F_{\omega=\omega_0}$:

$$A_k = \frac{2}{N} C_{\text{мгр}} i_k \sum_{i=0}^M h_T \cos k \frac{2\pi}{N} i, \quad B_k = \frac{2}{N} C_{\text{мгр}} i_k \sum_{b=0}^N h_T \sin k \frac{2\pi}{N} i,$$

$$F_{\omega=\omega_0} = \sqrt{A_k^2 + B_k^2},$$

где $N = \frac{t_k}{\Delta t}$,

и) определяется амплитуда смещения клапана за счет упругих колебаний:

$$\Delta_{\text{упр}} = \frac{F_{\omega=\omega_0}}{\xi \omega_0}.$$

Величина ξ , по статическим данным, для механизмов с нижним расположением распределительного вала (м/с)

$$\xi = 0,107 m_{\text{кл.пр}} \omega_0;$$

к) рассчитывается для каждого профиля кулачка средний квадрат отклонения закона движения за счет упругих колебаний [5]:

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$$\delta = \frac{\Delta_{\text{упр}}}{\sqrt{2\overline{h_{\text{кл}}^2}}} \cdot 100, \text{ где } \delta = \frac{\Delta_{\text{упр}}}{\sqrt{2h_{\text{кл}}^2}} \cdot 100,$$

$$\text{где } \overline{h_{\text{кл}}^2} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=0}^N (h_{T\varphi} i_k)^2}.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Схема механизма и величины $m_{\text{кл}}, J_{\text{кор}}, i_k, l_k, m_{\text{шт}}, C_{\text{шт}}, C_{\text{кор}}$ задаются одинаковыми для всех исследуемых профилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование. Под ред. В.Н. Луканина. – М.: «Высшая школа». 2007. –400 с.

2. Двигатели внутреннего сгорания. Компьютерный практикум. Моделирование процессов ДВС. Под ред. В.Н. Луканина. – М.: «Высшая школа». 2007. –414 с.

3. Matmurodov F.M., Daminov O.O., Mirzaabdullaev J.B., Hakimov Zh.O. Mathematical modeling of transfer of the moment from the engine to the executive mechanism. Austria, Vienna. “East West” Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. European science review (Scientific journal). № 3–4.2017 (March–April), p. 75-77.

4. Tulaev, V. Математическая модель перемещения рейки топливного насоса двигателя внутреннего сгорания / В. Tulaev, J.O. Khakimov, J.B. Mirzaabdullaev / East European Scientific Journal. Warsaw, Poland: 2018. №2 (30). part 2, pp. 66-68.

5. Тулаев Б.Р., Даминов О.О. Автоматизированный расчетно-графический комплекс проектирования двигателей внутреннего сгорания. «IV Резниковские чтения». IV международная научно-техническая конференция «Теплофизические и технологические аспекты повышения эффективности машиностроительного производства». Гольяты, 27-29 май 2015 г.

Представлено 17.05.2019