

ОБОСНОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ОСНОВНОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Б.Б. Косенок

Самарский государственный аэрокосмический университет
443086, г. Самара, Московское шоссе, 34
E-mail: borkos@yandex.ru

Приведены необходимые требования к перспективным механизмам двигателя внутреннего сгорания, сделан динамический анализ кривошипно-ползунного механизма, проведено исследование возможных изменений динамики при смещении максимальных индикаторных нагрузок на поршень. Данное исследование теоретически обосновывает необходимость исследования существующих механизмов как на предмет оптимизации динамических параметров, так и на обязательность такого анализа при создании новых механизмов.

Ключевые слова: вектор, контур, модель, модули, кривошипно-ползунный механизм, двигатель внутреннего сгорания, индикаторная диаграмма.

Целью данного исследования является анализ динамики существующих схем двигателей и нахождение оптимальных режимов работы «идеального» ДВС с точки зрения динамического совершенства.

На основе анализа динамического совершенства современных двигателей внутреннего сгорания были сформулированы некоторые требования к механизмам перспективных силовых агрегатов транспортного средства:

- 1) достижение более благоприятных условий для организации термодинамического процесса;
- 2) повышение экономических и экологических характеристик;
- 3) достижение возможности регулирования крутящего момента в широком диапазоне частот вращения выходного вала;
- 4) минимизация веса и габаритов.

При поиске перспективных схем механизмов необходимо учитывать требования массового производства, новые материалы, а также традиционное негативное отношение к многозвенности основных механизмов двигателей.

Проведем анализ динамики кривошипно-ползунного механизма классического ДВС с использованием векторного моделирования [1] в программе «Кинематический и динамический анализ механизмов» (КДАМ) [2], разработанной автором.

На рис. 1 приведена схема кривошипно-ползунного механизма (рис. 1, а) и его векторная модель, построенная в КДАМ (рис. 1, б). Такая модель описывает кинематические параметры выбранной схемы механизма и позволяет получить решение задачи о положениях, скоростях и ускорениях. Дополнив данную векторную модель массовыми характеристиками (массой и моментом инерции каждого звена (вектора), координатами центров масс), а также значениями и координатами приложения активных нагрузок, получим обобщенную динамическую модель [1].

С использованием дополнительного расчетного блока в КДАМ была рассчитана индикаторная диаграмма нагрузки, действующей на поршень (рис. 2).

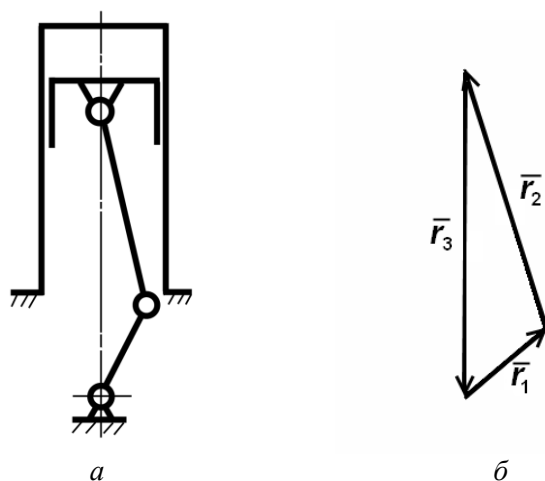


Рис. 1. Структурная схема (а) и векторная модель (б) кривошипно-ползунного основного механизма ДВС

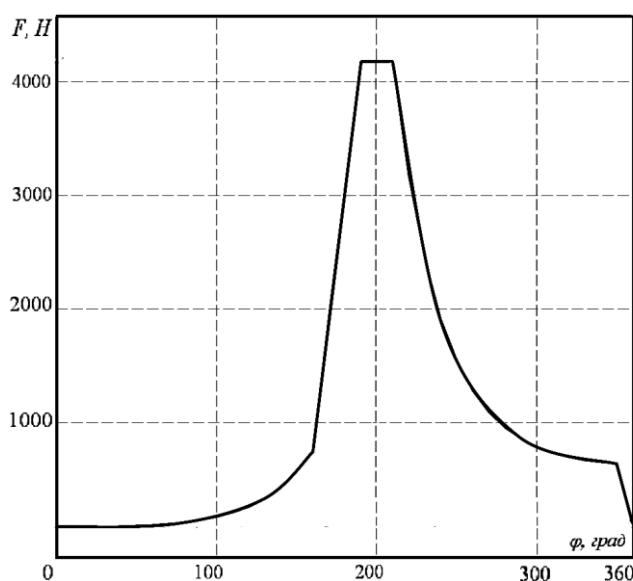


Рис. 2. Индикаторная диаграмма

Был рассмотрен диапазон изменения уравнивающего момента, приложенного к кривошипу, с ростом числа оборотов двигателя (для чисел оборотов от 60 об/мин до 10000 об/мин). Совмещенный график полученных уравнивающих момента приведен на рис. 3. Особенно видно, что с возрастанием числа оборотов с 60 до 2000 об/мин влияние массовых характеристик практически незаметно, но начиная с этого момента и до 10000 об/мин их влияние приводит к уменьшению момента полезного сопротивления и возрастанию инерционного «биения». Важно понимать, что в классическом ДВС максимальное усилие на поршне совпадает с верхней мертвой точкой, т.е. максимальная нагрузка работает на минимальном плече, а точнее, на нулевом плече, что дает в этот момент времени нулевую полезную нагрузку.

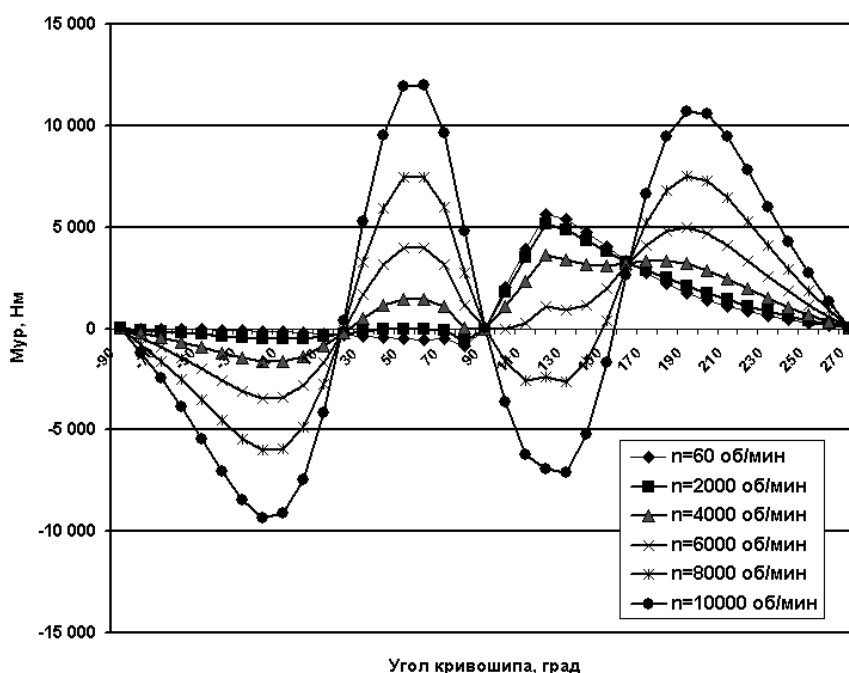


Рис. 3. Совмещенный график уравнивающего момента за рабочий цикл

Попробуем условно сместить индикаторную диаграмму до совмещения максимального усилия на поршне с положением, в котором разность углов кривошипа и шатуна равна 90° , что соответствует максимальному плечу для приложенной нагрузки. Рассмотрим получаемые уравнивающие нагрузки (рис. 4).

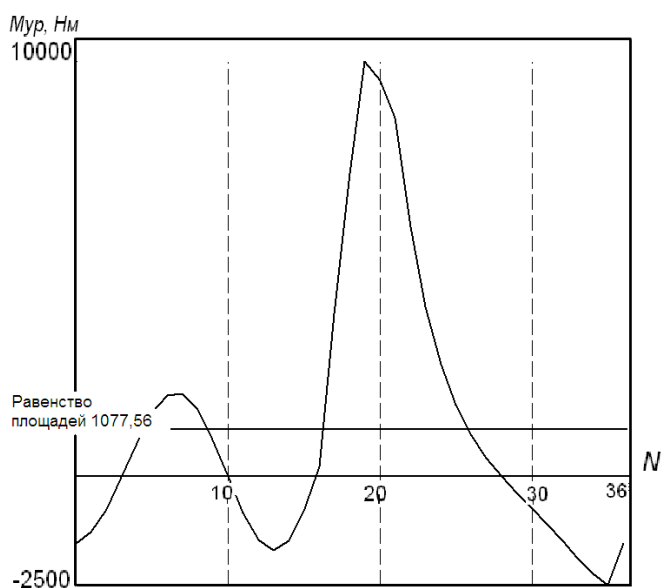


Рис. 4. Уравнивающий момент за рабочий цикл со смещенной индикаторной диаграммой

Если сместить индикаторную диаграмму до совмещения максимального усилия на поршне до положения кривошипа на 30 градусов опережающего положение с максимальным плечом шатуна, то получим следующий график уравнивающего момент за рабочий цикл (рис. 5).

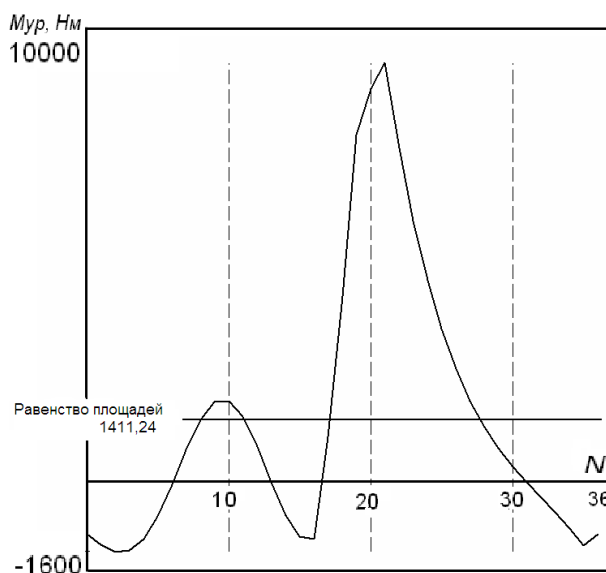


Рис. 5. Уравнивающий момент за рабочий цикл со смещенной индикаторной диаграммой до совмещения максимального усилия на поршне до положения кривошипа на 30 градусов опережающего положение с максимальным плечом шатуна

На рис. 6 показан план положения с таким плечом, а точкой на индикаторной диаграмме и на графике уравнивающего момента – соответствующие ему значения.

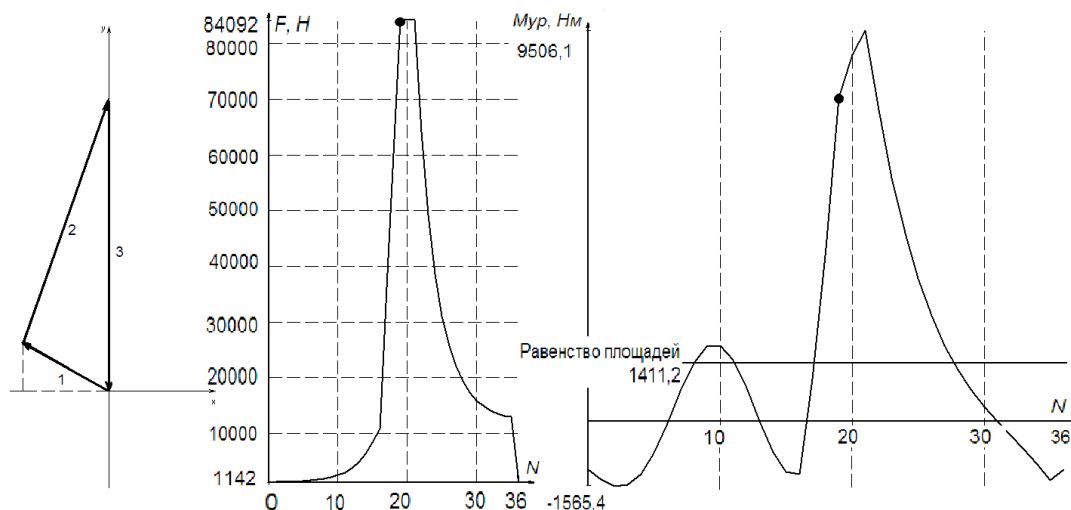


Рис. 6. План положения механизма и соответствующие ему значения индикаторной диаграммы и уравнивающего момента

Рассмотрим аналогично проведенным ранее исследованиям изменение уравнивающего момента с ростом числа оборотов для данной схемы приложения активной нагрузки», для этого проведем расчет для числа оборотов от 60 об/мин до 10 000 об/мин. Совмещенный график полученных уравнивающих момента приведен на рис. 7.

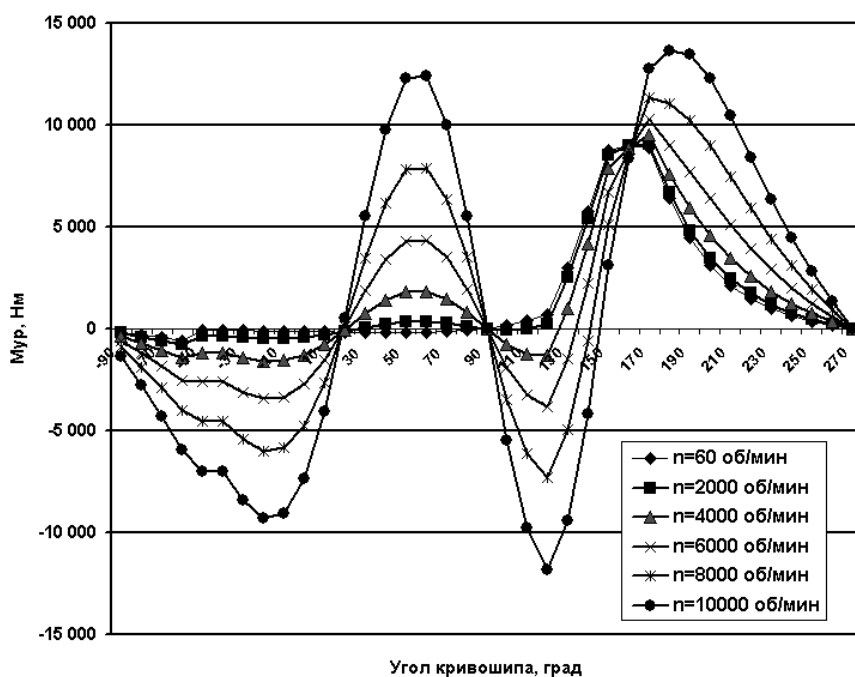


Рис. 7. Совмещенные графики уравнивающего момента за рабочий цикл

Совмещенные графики уравнивающей нагрузки классической схемы приложения индикаторной диаграммы и смещенной для числа оборотов, равных 2000 и 4000 об/мин, приведены на рис. 8.

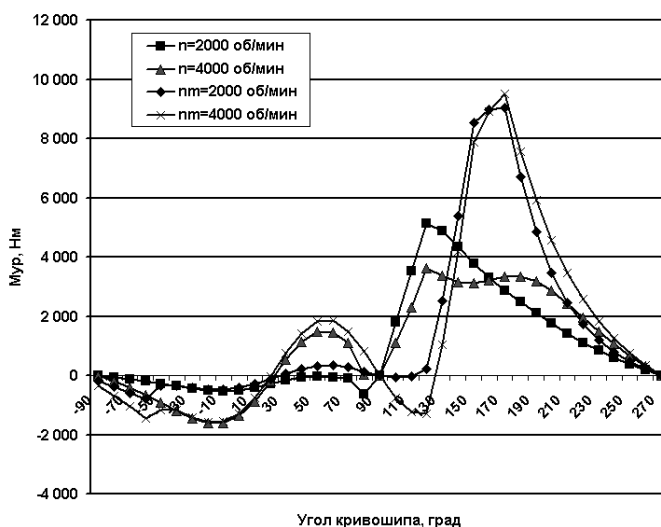


Рис. 8. Совмещенные графики уравнивающего момента за рабочий цикл

В результате подобного сравнения, классический ДВС с типовой схемой приложения индикаторной диаграммы нагрузки на поршень, получены следующие величины: максимальная уравнивающая нагрузка равна $M_{up}^{MAX}=3625$ Нм, а момент полезного сопротивления, равным $M_{nc}=969$ Нм, а в то время как гипотетический ДВС с той же индикаторной диаграммой, но смещенной на 80° по движению, дает уже $M_{up}^{MAX}=9570$ Нм и $M_{nc}=1077$ Нм; если же нашу точку максимального горения сместить на 30° назад по движению кривошипа, то получим $M_{up}^{MAX}=9506$ Нм и $M_{nc}=1411$ Нм, что превышает M_{nc} классического ДВС на 40%.

Заключение. Исходя из полученных результатов можно сделать вывод, что гипотетический ДВС, построенный на принципах динамической оптимизации приложения нагрузок, может дать более оптимальные режимы работы, чем режимы работы существующих ДВС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Семёнов Б.П., Косенок Б.Б. Методы и средства динамического анализа механизмов авиационных энергоустановок. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2010. – 281 с.
2. Косенок Б.Б. Программа КДАМ (Кинематический и динамический анализ механизмов) / Б.Б. Косенок, В.П. Тукмаков // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2010616342 по заявке № 2010614593 от 29 июля 2010 г. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 24 сентября 2010 г.

Статья поступила в редакцию 6 сентября 2010 г.

UDC 621.01

SUBSTANTIATION OF DYNAMICALLY OPTIMUM OPERATING MODE OF THE BASIC MECHANISM OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

B.B. Kosenok

Samara State Aerospace University
34, Moskovskoye Shosse, Samara, 443086

The necessary requirements for the prospective mechanisms of internal combustion engine, made a dynamic analysis of slider-crank mechanism, a study of possible changes in the dynamics of the displacement indicator of maximal loads on the piston. This study is theoretically justifies the need, as a study of existing mechanisms with a view to optimizing the dynamic parameters, and to be bound by such an analysis for the creation of new mechanisms.

Keywords: vector, contour, model, modules, slider-crank mechanism, an internal combustion engine, Indicator positioning diagram.