

4249480

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

ПАНОВ Виктор Васильевич

На правах рукописи

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ
ВРАЩЕНИЯ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА
НА ДИНАМИКУ КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

(05.04.02 — Тепловые двигатели)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель:
д. т. н., проф. РОГАНОВ С. Г.

Официальные оппоненты:
д. т. н., проф. МАСЛОВ Г. С.,
к. т. н. КОРЧЕМНЫЙ Л. В.

Ведущее предприятие, указанное в решении Совета.

Автореферат разослан « » 197 г.

Защита диссертации состоится « » 197 г.
на заседании Совета факультета «Энергомашиностроение»
МВТУ им. Н. Э. Баумана по адресу: Москва, 107005, Лефор-
товская наб., д. 1, корпус факультета «Энергомашино-
строение».

Ваши отзывы в 2-х экземплярах прошу прислать по
просьба присылать по

С диссертацией м
имени Н. Э. Баумана

Ученый секретарь Со
к. т. н., доцент

М249480

В решениях XXIV съезда КПСС поставлены задачи дальнейшего развития двигателестроения, при этом большое внимание уделяется повышению моторесурса двигателей при одновременном увеличении их мощностных и экономических показателей. Успешное выполнение этой задачи связано с усовершенствованием всех узлов и механизмов двигателя, в том числе и клапанного механизма газораспределения.

При форсировке двигателей в механизме газораспределения значительно возрастают динамические нагрузки, которые приводят к искажению заданных законов движения клапанов, нарушению фаз газораспределения, уменьшению времени-сечения клапанов, а также к возникновению вибраций, увеличению износа и уменьшению надежности.

При возросшей напряженности деталей механизма газораспределения необходим точный расчет движения звеньев механизма, т.к. только при знании действительного закона движения клапанов и деталей их привода можно сделать правильное заключение об условиях их работы и об их надежности.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Одной из основных проблем улучшения работы клапанного механизма является снижение динамических нагрузок. С повышением скоростного режима двигателя на рост динамических нагрузок существенное влияние оказывают недостаточная жесткость деталей механизма, погрешности изготовления, наличие зазоров, износ деталей и т.д.

Исследованию динамики механизма газораспределения посвящено большое количество работ как у нас в стране, так и за рубежом. Хорошо известны работы В.С.Бенковича, А.Е.Кобринского, Ю.А.Когана, Л.В.Корчемного, А.Н.Карева, И.Ш.Неймана, А.В.Штода и др. За рубежом представляют интерес работы Х.Акиты, В.Бензингера, Х.Бровинского, В.Дадли, Д.Курца, Х.Накамуры, М.Теркиша, Х.Шульца и др.

Так как эксперименты на современных двигателях длительны и трудоемки, то наиболее целесообразным является исследование динамики механизма на математических моделях. В настоящее время разработаны достаточно сложные расчетные модели, учитывающие многие конструктивные и эксплуатационные факторы механизма газо-

НТБ МТУ им. Н.Э.Баумана



1249480

Панов В.В. Исследование в

распределения, которые решаются с применением вычислительной техники. Однако, в ряде случаев точность расчета недостаточна, что приводит к большим затратам и увеличению сроков доводки.

В выполненных работах исследовалось, в основном, влияние на динамику механизма типа профиля кулачков, упругости деталей привода от кулачка распределительного вала до клапана, при этом привод каждого клапана рассматривался изолированно от других, а частота вращения кулачков принималась постоянной. Это допущение не всегда соответствует действительности, т.к. закон вращения распределительного вала может существенно искажаться вследствие погрешностей изготовления и наличия зазоров в его приводе, крутильных колебаний коленчатого вала и т.д. Кроме того, при составлении расчетной модели механизма газораспределения не учитывались поперечные /параметрические/ колебания штанги толкателя. Указанные факторы могут оказывать существенное влияние на динамику клапанного механизма и их необходимо учитывать при расчетах. Анализ работ показал целесообразность постановки и проведения аналитических и экспериментальных исследований, связанных с необходимостью дальнейшего усовершенствования клапанного механизма.

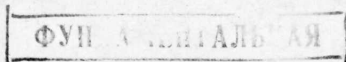
Основные задачи данной работы следующие :

1. Исследование законов вращения кулачков распределительного вала двигателей различного типа.
2. Разработка методики расчета параметров движения клапанов с учетом действительного закона вращения кулачков.
3. Исследование путей уменьшения неравномерности вращения кулачков распределительного вала.
4. Исследование поперечных /параметрических/ колебаний штанги толкателя и их влияния на динамику клапанного механизма.
5. Экспериментальная проверка результатов расчета на двигателях различного типа.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЗАКОНА ВРАЩЕНИЯ КУЛАЧКОВ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА И ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ШТАНГИ ТОЛКАТЕЛЯ И ИХ ВЛИЯНИЯ НА ДИНАМИКУ КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА

При неравномерном вращении распределительного вала параметры движения клапана, задаваемые кулачком, зависят не только от профиля кулачка, но и от закона его вращения

$$x(t) = x[\varphi(t)]; \quad \dot{x}(t) = x' \omega; \quad \ddot{x}(t) = x'' \omega^2 + x' \varepsilon; \quad / I /$$



где $\varphi, \omega, \varepsilon$ – угол поворота, угловая скорость и ускорение кулачка, штрихами обозначены производные по углу поворота кулачка.

Влияние неравномерности вращения кулачков на динамику клапанов оценивается с помощью коэффициента, представляющего собой отношение наибольшего ускорения клапана при неравномерном вращении к наибольшему ускорению клапана при равномерном вращении кулачка

$$K = \frac{x''}{x''_{\max}} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 + \frac{x'}{x''_{\max}} \frac{\varepsilon}{\omega_0^2}, \quad / 2 /$$

где ω_0 – частота равномерного вращения кулачка.

Основные факторы, оказывающие влияние на закон вращения кулачков :

- 1/ неравномерность вращения и крутильные колебания коленчатого вала,
- 2/ погрешности изготовления и наличие бокового зазора между зубьями шестерен газораспределения,
- 3/ крутильные колебания распределительного вала.

В зависимости от конструктивных особенностей двигателей отдельные факторы оказывают неодинаковое влияние на закон вращения кулачков, поэтому для упрощения расчета целесообразно выделить главные и второстепенные факторы неравномерности для различных классов двигателей.

Основное допущение при определении закона вращения распределительного вала следующее : масса системы коленчатого вала значительно больше массы системы распределительного вала, поэтому колебания распределительного вала не оказывают влияния на коленчатый вал. Это позволяет рассматривать распределительный вал отдельно, а неравномерность вращения и крутильные колебания коленчатого вала считать известными возмущающими факторами, действующими на распределительный вал.

Неравномерность вращения распределительного вала оценивалась по степени неравномерности угловой скорости

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} \quad / 3 /$$

Так как крутильные колебания распределительного вала имеют место не на всех двигателях, методика расчета закона вращения кулачков составлена без учета и с учетом крутильных колебаний распределительного вала.

В первом случае скорость вращения распределительного вала с учетом его угловых перемещений в пределах зазора между зубьями шестерен определяется из выражения :

$$\omega = \frac{\omega_k}{i} + \frac{1}{j} \int_{t_k}^{t_k} (M_k - M_c) dt, \quad / 4 /$$

где ω_k - скорость вращения коленчатого вала с учетом неравномерности и крутильных колебаний,

i - передаточное отношение шестерен в общем случае переменное из-за погрешностей их изготовления,

j - приведенный момент инерции системы распределительного вала,

M_k - суммарный момент в кулачковых парах, определяемый усилиями, действующими в приводах клапанов,

M_c - момент трения,

$t_{n,k}$ - моменты разрыва и восстановления контакта между зубьями шестерен.

Угол поворота кулачков определяется интегрированием выражения /4/. В зависимости от величины отклонения угла $\Delta\varphi$ и бокового зазора между зубьями шестерен $\Delta\varphi_0$ возможны односторонние $/\Delta\varphi < \Delta\varphi_0/$ и двухсторонние удары $/\Delta\varphi = \Delta\varphi_0/$, т.е. перекладка зубьев шестерен.

Условие отсутствия разрыва контакта между зубьями шестерен под действием переменного момента в кулачковых парах

$$M_k - M_c < 0, \quad / 5 /$$

т.е. крутящий момент должен быть направлен против вращения, а с учетом крутильных колебаний коленчатого вала

$$J\varepsilon < M_k - M_c, \quad / 6 /$$

где ε - угловое ускорение распределительного вала от крутильных колебаний коленчатого вала.

Для устранения разрывов контакта между зубьями шестерен при крутильных колебаниях коленчатого вала необходимо приложить больший крутящий момент, направленный против вращения по сравнению с действием только переменного момента в кулачковых парах. При отсутствии разрывов контакта между зубьями шестерен скорость вращения распределительного вала определяется

первым слагаемым выражения /4/.

При учете крутильных колебаний распределительного вала последний заменяется расчетной системой, исходя из конструктивных особенностей, распределения масс и жесткости.

Колебания распределительного вала существенно нелинейны вследствие наличия бокового зазора между зубьями шестерен.

Момент упругих сил зубчатого зацепления в зависимости от величины угла относительного поворота φ определяется следующими формулами :

$$\begin{aligned} 1/ \quad M_{\varphi} &= 0, & \text{при } |\varphi| \leq \frac{\Delta\varphi_0}{2} \\ 2/ \quad M_{\varphi} &= C \left(|\varphi| - \frac{\Delta\varphi_0}{2} \right) \operatorname{sgn} \varphi, & \text{при } |\varphi| \geq \frac{\Delta\varphi_0}{2} \end{aligned} \quad / 7 /$$

где M_{φ} - момент упругих сил зубчатого зацепления,
 C - приведенная жесткость зубьев шестерен,
 $\Delta\varphi_0$ - величина бокового зазора между зубьями шестерен,
 $\operatorname{sgn} \varphi$ - знак угла φ /при $\varphi > 0 \operatorname{sgn} \varphi = 1$, при $\varphi < 0 \operatorname{sgn} \varphi = -1$, $\operatorname{sgn} 0 = 0$ /, т.е. в первом случае контакт между зубьями отсутствует, а во втором случае при контакте зубьев одной стороной момент упругих сил направлен в одну сторону, а при перекладке зубьев - в другую.

Расчетные уравнения для распределительного вала, как системы из n масс, имеют вид :

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + b_1 \dot{\varphi}_1 + C_1 \left[|\varphi_1 - \varphi_{n1}| - \frac{\Delta\varphi_0}{2} \right] \operatorname{sgn} (\varphi_1 - \varphi_{n1}) + C_2 (\varphi_1 - \varphi_2) = M_1, \\ J_i \ddot{\varphi}_i + b_i \dot{\varphi}_i + C_i (\varphi_i - \varphi_{i-1}) + C_{i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1}) = M_i, \\ J_n \ddot{\varphi}_n + b_n \dot{\varphi}_n + C_n (\varphi_n - \varphi_{n-1}) = M_n, \end{cases} \quad / 8 /$$

где J_i - момент инерции $i^{\text{й}}$ массы,
 C_i - жесткость участка вала между i - I и $i^{\text{й}}$ массами,
 b_i - коэффициент трения $i^{\text{й}}$ массы
 M_i - крутящий момент, действующий на $i^{\text{й}}$ массу,
 φ_k - приведенный угол поворота коленчатого вала.

Система уравнений /8/ решается численным методом на ЭВМ.

Известно, что для устранения разрыва контакта между зубьями шестерен необходимо, чтобы величина момента упругих сил была меньше крутящего момента, передаваемого шестернями, поэтому для конкретного двигателя можно определить величину дополнительного момента для устранения разрыва контакта, при

приложении которого движение систем будет описываться линейными уравнениями.

Для определения параметров движения всего механизма необходимо уравнения вращения распределительного вала дополнить уравнениями движения всех приводов клапанов, что значительно усложняет задачу.

Для упрощения расчета можно применить метод последовательных приближений, который заключается в следующем: определяются параметры движения приводов клапанов для равномерного вращения, затем по суммарному крутящему моменту в кулачковых парах определяются параметры вращения распределительного вала и по ним уточняются параметры движения клапанов. Расчет выполняется до получения заданной точности. В большинстве случаев достаточно двух приближений. Возможность использования метода последовательных приближений обусловлена незначительным влиянием изменения колебаний привода клапанов, вызванного неравномерностью, на закон вращения распределительного вала.

Поперечные /параметрические/ колебания штанги толкателя, как для стержня, шарнирно закрепленного по концам, определяются уравнением:

$$\ddot{\psi} + \alpha \dot{\psi} + p^2 \left[1 - \frac{P(t)}{P_c} \right] \psi = 0, \quad / 9 /$$

где ψ - прогиб в середине пролета штанги,
 α - коэффициент трения,
 p - частота поперечных колебаний штанги,
 P_c - критическая сила,
 $P(t)$ - продольная сила, действующая на штангу.

Параметры продольного смещения верхнего конца штанги вследствие ее поперечного изгиба

$$\lambda = \frac{\pi^2}{4e} \psi^2; \quad \dot{\lambda} = \frac{\pi^2}{2e} \psi \dot{\psi}; \quad \ddot{\lambda} = \frac{\pi^2}{2e} (\dot{\psi}^2 + \psi \ddot{\psi}), \quad / 10 /$$

где e - длина штанги.

Поперечные колебания штанги толкателя помимо её жесткости зависят от продольной силы, которая определяется параметрами движения всей системы. В свою очередь поперечные колебания воздействуют на систему вследствие продольного смещения верхнего конца штанги. В этом заключается взаимосвязь продольных и поперечных колебаний. В диссертации приведены уравнения механизма с учетом поперечных колебаний штанги толкателя.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Экспериментальное исследование механизма газораспределения выполнялось в два этапа :

1. Определение жесткости деталей механизма.
2. Исследование динамики механизма.

Жесткость привода клапанов, шестерен газораспределения и распределительного вала определялась при статическом нагружении механизма.

Динамика клапанного механизма исследовалась при прокрутке двигателя и в моторном режиме при различной частоте вращения коленчатого вала.

При этом определялись следующие параметры :

- 1/ подъем, скорость и ускорение клапанов,
- 2/ усилия, действующие в механизме и деформации деталей,
- 3/ параметры вращения распределительного и коленчатого вала.

Для регистрации перемещения и скорости клапанов был разработан комбинированный датчик индукционного типа. Ускорение клапанов определялось дифференцированием сигнала скорости с помощью специального электрического дифференцирующего контура. Посадка клапанов на седло и наличие подскоков определялись с помощью электроконтакта "клапан-седло". Тарировка и проверка амплитудно-частотных характеристик датчиков выполнялась на специальном стенде, на котором движение датчикам задавалось эксцентриком от электродвигателя постоянного тока.

Деформация деталей клапанного механизма определялась с помощью тензометрирования.

Колебания угла поворота валов определялись торсиографированием, а скорость вращения - с помощью датчика скорости вращения униполярного типа.

Для записи динамических процессов использовались усилители типа УТС-ВТ-12, ПИУ-1, ТОПАЗ-2 и осциллограф типа Н-115. Наибольшая относительная погрешность измерений составляет не более 5 %.

Движение деталей клапанного механизма и шестерен газораспределения дополнительно изучалось с помощью скоростной кинокамеры типа СКС-1М и стробоскопа типа СТ-5.

Основная часть экспериментальных исследований выполнена во Владимирском научно-исследовательском конструкторско-технологическом институте тракторных и комбайновых двигателей.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

С целью выявления факторов, оказывающих влияние на закон вращения кулачков распределительного вала, была исследована динамика механизмов газораспределения двигателей различного класса, основные параметры которых приведены в таблице I.

Таблица I

Марка двигателя, завод-изготовитель	Тип двигателя	N_e л.с.	n об/ мин	D мм	S мм	i
6ЧН 36/45 "Дв. Революции"	судовой	1200	500	360	450	6
6ЧН 23/30 "Дв. Революции"	стационар.	330	750	230	300	6
A-OI M Алтайский мотор. 3-д	тракторный	130	1750	130	140	6
Д-144 Владимир. трак. 3-д	"	60	2000	105	120	4
BA3-2IOI Волжский автозавод	автомобильн.	63	5800	76	66	4

Расчетная схема выбиралась, исходя из жесткости и масс деталей механизма. Расчет выполнялся на ЭВМ для равномерного и неравномерного вращения кулачков распределительного вала. Результаты расчета проверялись экспериментально.

У двигателя тракторного типа Д-144 основное влияние на закон вращения кулачков оказывают периодические угловые перемещения распределительного вала в пределах зазора между зубьями шестерен под действием переменного момента в кулачковых парах и крутильных колебаний коленчатого вала, при этом наблюдаются разрывы контакта между зубьями шестерен газораспределения / рис. I //

За один оборот распределительного вала имеется четыре колебания, что соответствует количеству одновременно работающих кулачков впускных и выпускных клапанов. На величину скольжения угла поворота оказывают влияние скорость в момент разрыва контакта, протекание крутящего момента, возникающего в кулачковых парах, и момент трения.

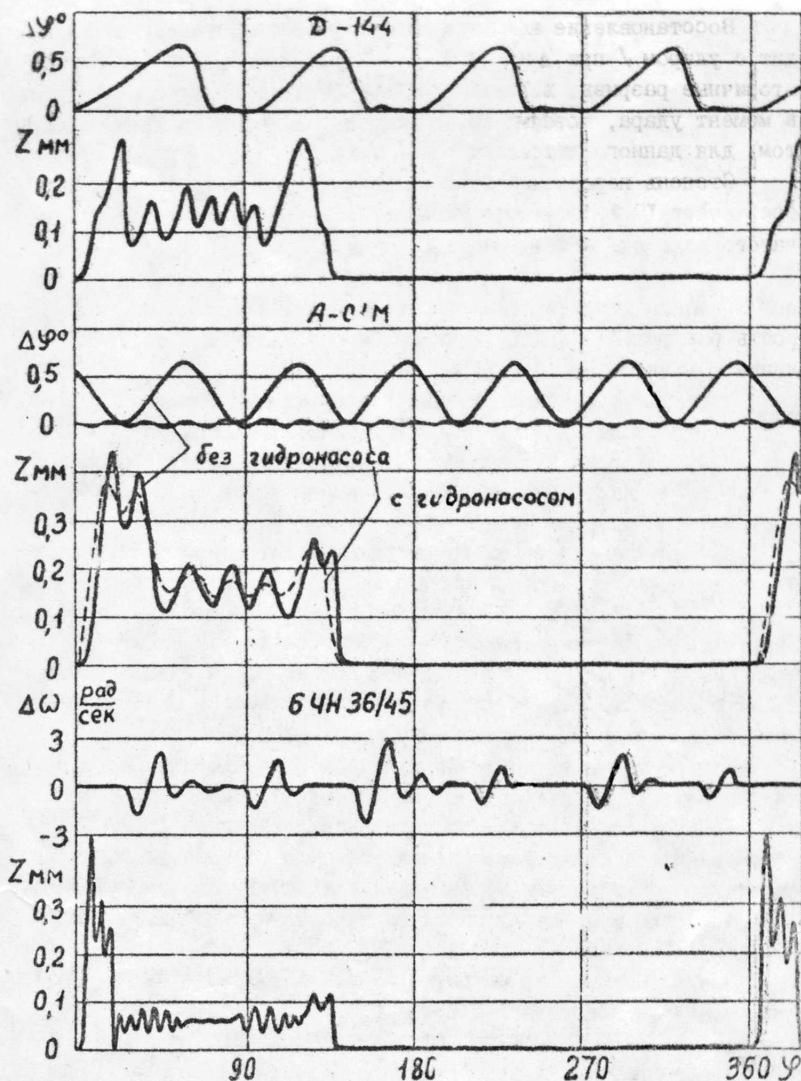


Рис. I. Законы вращения кулачков распределительного вала и деформация привода клапанов двигателей.

Восстановление контакта между зубьями шестерен происходит с ударом / при $\Delta\varphi = 0$ $\Delta\omega = 8$ рад/сек /, при этом имеются вторичные разрывы, величина $\Delta\varphi$ которых, определяемая скоростью в момент удара, коэффициентом восстановления и крутящим моментом, для данного двигателя незначительна.

Степень неравномерности вращения в номинальном режиме составляет 10 %, причем с уменьшением частоты вращения коленчатого вала она увеличивается.

Крутильные колебания коленчатого вала при наличии разрывов контакта между зубьями шестерен оказывают влияние на скорость распределительного вала в моменты разрыва и восстановления контакта. Из всех форм крутильных колебаний коленчатого вала наибольшее влияние оказывает одноузловая форма колебаний с узлом, расположенным у маховика. Следовательно, для уменьшения влияния крутильных колебаний коленчатого вала необходимо уменьшать их величину или привод распределительного вала осуществлять со стороны маховика.

Крутильные колебания распределительного вала практически отсутствуют, что объясняется его высокой крутильной жесткостью /1280 кгм/рад /, а также небольшой величиной крутящего момента /крутящий момент изменяется от + 0,65 кгм до - 0,84 кгм/.

Изменение передаточного отношения шестерен газораспределения вследствие биения их начальных окружностей оказывает незначительное влияние на динамику клапанного механизма.

Неравномерность вращения кулачков распределительного вала приводит к увеличению упругих колебаний привода клапанов. При этом наибольшее ускорение клапанов увеличивается на 25-30% по сравнению с равномерным вращением, что повышает динамические нагрузки на детали механизма и опасность разрыва кинематической цепи привода клапанов на участке подъема и на участке посадки клапанов.

Продолжительность открытия клапанов уменьшается на 10-12 градусов угла поворота распределительного вала, а время сечения на 1,5 - 2 %, что ухудшает мощностные и экономические показатели двигателя.

На двигателе А-ОГ М была исследована возможность уменьшения неравномерности вращения распределительного вала за счет подключения гидросистемы с приводом масляного насоса от

шестерни распределительного вала. При работе двигателя без гидросистемы степень неравномерности вращения распределительного вала составляет 12 %, причем на закон его вращения оказывают влияние те же самые факторы, что и у двигателя Д-144. При подключении гидросистемы неравномерность вращения распределительного вала резко уменьшается, а параметры движения клапанов близко совпадают с параметрами при равномерном вращении. Следовательно, для двигателей, у которых на закон вращения кулачков основное влияние оказывают угловые перемещения распределительного вала в пределах зазора между зубьями шестерен, для уменьшения неравномерности его вращения целесообразно от шестерни распределительного вала осуществлять привод вспомогательных агрегатов.

У двигателя судового типа 6ЧН 36/45, у которого на распределительном валу расположены кулачки топливных насосов, основное влияние на закон вращения кулачков оказывают крутильные колебания распределительного вала под действием крутящего момента от топливных насосов. Число колебаний за один оборот распределительного вала соответствует количеству кулачков топливных насосов /рис.1/. Величина угла закрутки распределительного вала зависит от расположения кулачка топливного насоса на валу : чем дальше кулачок от приводной шестерни, тем влияние больше. Наибольший угол закрутки составляет $0,4^{\circ}$, а наибольшая степень неравномерности вращения - 20 %.

Крутильные колебания распределительного вала приводят к увеличению упругих колебаний привода клапанов, при этом в режиме $n = 500$ об/мин в приводе выпускных клапанов имеются разрывы кинематической цепи./величина наименьшей деформации привода равна нулю/ и подскоки клапанов после посадки на седло. Кроме того, крутильные колебания распределительного вала оказывают влияние на работу топливных насосов : чем дальше насос расположен от шестерни привода, тем влияние больше. Идентичность топливоподачи для отдельных цилиндров может быть достигнута соответствующей регулировкой или корректированием профилей кулачков.

Для распределительного вала двигателя стационарного типа 6ЧН 23/30, на котором расположены только кулачки привода клапанов, основное влияние на закон вращения оказывают угловые перемещения распределительного вала под действием переменного момента в кулачковых парах. Кроме того, имеются крутильные

колебания распределительного вала, которые оказывают дополнительное влияние на закон вращения кулачков, однако, величина их незначительна /10 - 15 % от угловых перемещений/. Общая степень неравномерности вращения составляет 20 %.

Для высокооборотного двигателя типа ВАЗ - 2101, имеющего верхнее расположение распределительного вала /в головке/ с цепным приводом, на закон вращения кулачков оказывают влияние угловые периодические перемещения и крутильные колебания распределительного вала под действием переменного момента в кулачковых парах. На характер периодических перемещений распределительного вала оказывают влияние колебания цепи, при этом в режимах 2300 - 2600 об/мин наблюдаются резонансные колебания цепи. Крутильные колебания распределительного вала появляются с $n = 4200$ об/мин. Степень неравномерности вращения в номинальном режиме составляет 3 - 4 %.

Анализ результатов показывает, что крутильные колебания распределительного вала на исследованных скоростных режимах оказывают незначительное влияние на закон его вращения.

Исследования поперечных /параметрических/ колебаний штанги толкателя и их влияния на динамику клапанного механизма выполнялись на двигателе Д-144. Установлено, что поперечные колебания штанги приводят к увеличению наибольшего ускорения клапанов на 5 - 10 %.

В результате исследований был выбран критерий для оценки влияния поперечных колебаний штанги на динамику клапанного механизма - отношение изгибной жесткости к жесткости штанги при сжатии

$$\mu = 3 \frac{d^2}{e^2} \left[1 + \left(\frac{d_{in}}{d} \right)^2 \right], \quad / II /$$

где d - наружный диаметр штанги,
 d_{in} - внутренний диаметр штанги,
 e - длина штанги.

Влияние поперечных колебаний штанги толкателя на динамику механизма незначительно при $\mu < 0,003$. Для выполнения данного условия целесообразно штангу выполнять большего диаметра, а для уменьшения массы - трубчатого сечения.

В результате выполненной работы :

1. Для двигателя Д-144 разработан распределительный вал,

обеспечивающий отсутствие разрывов кинематической цепи привода клапанов и допустимые скорости посадки их на седло / 0,2 - 0,4 м/сек / при повышенном до 2500 об/мин скоростном режиме.

2. На двигателе А-ОГ М уменьшена предварительная затяжка клапанных пружин, что позволило повысить их долговечность до 6000 моточасов.

3. Для двигателя 6ЧН 36/45 разработаны рекомендации по устранению разрывов кинематической цепи привода и подскоков клапанов после посадки на седло.

ВЫВОДЫ

1. Распределительный вал двигателя внутреннего сгорания вращается неравномерно. Степень неравномерности его вращения для исследованных двигателей составляет : судовых и стационарных - 20 %, тракторных - 10 + 12 %; автомобильных высокооборотных - 3 + 4 %.

2. На закон вращения кулачков распределительного вала оказывают влияние :

для судовых двигателей - крутильные колебания распределительного вала под действием момента в кулачковых парах привода топливных насосов ;

для тракторных двигателей - угловые перемещения распределительного вала под действием момента в кулачковых парах привода клапанов и крутильных колебаний коленчатого вала /крутильные колебания распределительного вала отсутствуют/ ;

для стационарных и высокооборотных автомобильных - угловые перемещения и крутильные колебания распределительного вала под действием переменного момента в кулачковых парах.

3. Неравномерность вращения кулачков распределительного вала оказывает влияние на динамику клапанного механизма, при этом наибольшее ускорение клапанов увеличивается на 25 - 30 % по сравнению с равномерным вращением и повышается опасность разрыва кинематической цепи привода клапанов.

4. Выявлены пути уменьшения неравномерности вращения распределительного вала :

привод распределительного вала со стороны маховика или применение гасителей крутильных колебаний коленчатого вала для уменьшения влияния крутильных колебаний коленчатого вала ;

привод от шестерни распределительного вала вспомогательных агрегатов для устранения угловых перемещений распределительного вала в пределах зазора между зубьями шестерен, при

этом кроме снижения динамических нагрузок, уменьшается шумность работы ;

повышение крутильной жесткости распределительного вала для уменьшения его крутильных колебаний.

5. Поперечные колебания штанги толкателя оказывают влияние на динамику клапанов при отношении изгибной жесткости к жесткости штанги при сжатии меньшем 0,003 и могут быть уменьшены за счет применения штанги большего диаметра с трубчатым сечением /для уменьшения масс/.

6. Разработанная методика исследования закона вращения распределительного вала и поперечных колебаний штанги толкателя обеспечивает удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных и позволяет выбирать рациональные параметры механизмов газораспределения при проектировании или совершенствовании двигателей всех типов.

По теме диссертации опубликованы следующие работы :

1. Роганов С.Г., Панов В.В. Исследование влияния неравномерности вращения распределительного вала на динамику движения клапана. "Известия вузов. Машиностроение". 1974 г. № 6.

2. Роганов С.Г., Панов В.В. О влиянии неравномерности вращения распределительного вала на динамику движения клапана. Сб. "Пути повышения мощности, надежности и долговечности двигателей внутреннего сгорания" МВТУ, 1973.

3. Панов В.В., Роганов С.Г. Исследование неравномерности вращения распределительного вала дизеля. "Двигатели внутреннего сгорания" /НИИИНФОРМТЯЖМАШ/, 1974, № 16.

4. Кузнецов А.М., Панов В.В. Датчик и аппаратура для измерения пути и скорости движения газораспределительного клапана двигателя внутреннего сгорания. Сб. "Проблемы форсирования и надежности тракторных двигателей". Материалы научно-технической конференции НИКИИД. г. Владимир, 1972.