М 311804

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

МОСКОВСКОЕ
ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

НАЗАРОВ Павел Николаевич

ИЗГИБНО-КРУТИЛЬНО-ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(05.04.02. – тепловые двигатели)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических
наук

Москва, 1977

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКОЕ
ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

НАЗАРОВ Павел Николаевич

ИЗГИБНО-КРУТИЛЬНО-ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(05.04.02. – тепловые двигатели)

М311804

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1311804
Назаров П.Н. Изгиб-крутил

И

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва, 1977

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

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор СИМАКОВ Ф.Ф.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор МАСЛОВ Г.С.
кандидат технических наук, доцент ГЕККЕР Ф.Р.

Ведущее предприятие – Коломенский тепловозостроительный завод имени В.В. Куйбышева.

Автореферат разослан " " _____ 1977г.

Защита состоится " " _____ 1977г.
на заседании специализированного Совета по тепловым машинам и теоретическим основам теплотехники в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им.Н.Э.Баумана по адресу: Москва, 107005, Лефортовская наб., д.1.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по адресу: Москва, 107005, 2-я Бауманская ул., дом 5, МВТУ, ученому секретарю Совета по тепловым машинам и теоретическим основам теплотехники.

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук, доцент

МАНУЛИН Э.А.

Л 101858 от 3/П-77г. Объем 1 п.л. Тип. МВТУ. Зак.309 Тир.100

МВТУ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

Актуальность темы. Современное двигателестроение идет по пути увеличения мощности, совершенствования параметров рабочего процесса и повышения надежности конструкций. Увеличение цилиндровой мощности и оборотов двигателя приводит к возрастанию возмущающих сил, а общее облегчение конструкции и навешивание дополнительных агрегатов вызывает понижение собственных частот колебаний коленчатого вала, опасные гармоники которых могут попасть в диапазон работы двигателя. Работа двигателя на резонансных и околорезонансных режимах приводит к большой потере мощности, снижению долговечности трущихся деталей, повышенной вибрации всего двигателя и к поломке основных его элементов.

Одним из наиболее динамически напряженных элементов двигателя является коленчатый вал, который представляет собой сложную пространственную вращающуюся систему, а его опоры, звенья кривошипно-шатунного механизма и блок двигателя обладают некоторой упругостью. Анализ литературы по теории упругости, теории колебаний и гидродинамике смазки дает основание утверждать, что в коленчатых валах двигателей внутреннего сгорания имеют место не изолированные, а взаимосвязанные колебания. Это подтверждается многочисленными результатами экспериментальных исследований, полученных на коленчатых валах работающих двигателей.

В отличие от крутильных, продольных и изгибных колебаний, изгибно-крутильно-продольные (шестисвязанные) колебания еще совсем не изучены, хотя отдельные части этого комплекса исследовались целым рядом авторов: А.В. Шляхтиным и В.Ф. Грозой - изгибно-крутильные колебания, Г.И. Семеновым - изгибно-продольные колебания, С.В. Нестеровой - крутильно-продольные. Переход к изучению шестисвязанных систем дает возможность описать полную и целостную картину колебательных процессов, происходящих в коленчатом валу и присоединенных к нему масс двигателя по всем степеням свободы с учетом взаимных переходов одних видов деформаций в другие.

Используемые в настоящее время методы расчета связанных колебаний (начальных параметров и динамической жесткости) хорошо себя зарекомендовали при исследовании простых расчетных схем и могут быть распространены на шестисвязанные системы. Однако, при учете сложных контурных связей указанные методы ввиду их чрезмерной громоздкости, становятся мало эффективными. В связи с этим

возникает необходимость в разработке универсальных методов расчета связанных колебаний, алгоритмы которых при реализации обладали бы повышенной цикличностью и максимально использовали бы при этом богатое математическое обеспечение современных ЭВМ.

Цель работы. Настоящая работа посвящена разработке метода расчета связанных колебаний коленчатых валов с учетом особенностей их конструкции и условий работы, реализации этого метода на ЭВМ и проведению исследований колебаний элементов коленчатого вала тракторного двигателя А-01 и силовой установки с дизельным двигателем 8Д6.

Методы исследования. В работе сочетаются теоретические, расчетные и экспериментальные методы исследования связанных колебаний.

Научная новизна. Произведены исследования связанных колебаний и выявлены причины их возникновения. Выведены уравнения связанных колебаний коленчатых валов с учетом влияния присоединенных масс двигателя и разработан общий метод расчета, из которого в виде частных случаев вытекают известные методы расчета колебаний любой связанности.

Практическая ценность. Разработанный и реализованный на ЭВМ метод расчета с автоматической подготовкой исходных данных и широким использованием современного математического обеспечения без каких-либо затруднений дает возможность при проектировании новых конструкций двигателей производить исследования связанных и односвязанных колебаний.

Апробация работы. Результаты работы были доложены на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава (МВТУ, 1972 и ХабПИ, 1974, 1975 гг.) и на тепловозостроительном заводе (г. Коломна, 1976 г.).

Объем работы. Работа изложена на 169 страницах, включая введение, шесть глав, выводы по каждой главе, заключение, 23 таблицы и список литературы из 172 наименований.

Во второй главе дана теория связанных колебаний и выведены уравнения колебаний стержней произвольной формы, частным случаем которых является коленчатый вал.

Согласно общим положениям теории упругости, в коленчатом ва-

лу из–за наличия начальной закрутки, депланации сечения и несовпадения центра тяжести с центром изгиба поперечная нагрузка вызывает не только изгиб, но и закручивание с продольным перемещением, что приводит к связанным изгибно–крутильно–продольным колебаниям, которые значительно могут быть осложнены вращением вала и влиянием упругости опор и присоединенных масс. В виду сложности поставленной задачи, вывод уравнений колебаний коленчатого вала с учетом присоединенных масс проведен в два этапа: на первом этапе были составлены дифференциальные уравнения колебаний отдельных элементов, а на втором этапе проведен синтез колебаний всех элементов в единую систему.

С помощью преобразований Бубнова–Галеркина проведено преобразование уравнений колебаний коленчатого вала к системе операторных уравнений. В случае низких частот система операторных уравнений сведена к алгебраическим матричным уравнениям, в которых учтены опорные условия, гироскопический эффект дискретных масс и контурные связи вала с массами блока двигателя. При этом дано обоснование возможности перехода от распределенной системы коленчатого вала к дискретной, следствием которого явилось построение матриц жесткости, масс и стойкости отдельных элементов расчетной схемы, учитывающих упругие и инерционные свойства системы по всем степеням свободы. Составляя субматрицу из матричных коэффициентов и приравнивая ее определитель нулю, получено уравнение частоты для свободных колебаний

$$\det \|B_{ij}\| = 0 \quad (i,j = 1,2,\ldots n), \tag{I}$$

где $B_{ij} = -C''_{ij}$; $B_{ii} = -p^2 m_i + C'_{ij} + \sum_{k=1}^{n} C_{ik}$; p – собственная частота; m_i – матрица i–й массы; $C_{ij}, C'_{ij}, C''_{ij}$ – матрица жесткости и приведенные матрицы жесткости (i, j)–го элемента.

Для вывода уравнений вынужденных колебаний коленчатого вала дополнительно были построены матрицы демпфирования и возмущающих сил. Причем матрицы возмущающих сил получены для двигателей с любыми кинематическими связями при учете двух сил, действующих в плоскости кривошипов и в плоскости перпендикулярной плоскости кривошипов, которые предварительно разложены на гармонические составляющие ν–го порядка. Матрица возмущений в комплексном виде:

$$\bar{M}_\nu = diag(\bar{P}_{1\nu}, \bar{P}_{2\nu}, 0, 0, 0, 0), \tag{2}$$

где $\bar{P}_{1\nu}$ и $\bar{P}_{2\nu}$ – комплексные нормальные и тангенциальные составляющие суммарных сил ν -го порядка.

Вынужденные связанные колебания в комплексном виде:

$$\bar{B}_{jK}\bar{A}_K=\bar{M}_{j\nu} \qquad (j,K=1,2,\ldots n), \tag{3}$$

где $\bar{B}_{jK}=Re(\bar{B}_{jK})+Jm(\bar{B}_{jK})$; $Re(\bar{B}_{jK})=B_{jK}$ – действительная часть комплексной матрицы; $Jm(\bar{B}_{jK})$ – мнимая часть комплексной матрицы, зависящая от внешнего и внутреннего демпфирования; A_K – комплексная матрица амплитуд колебаний;

Преимущество комплексного предс авления вынужденных колебаний заключается в том, что в процессе счета вместо оперирования над тригонометрическими функциями приходится иметь дело с комплексными числами, с которыми очень эффективно может работать ЭВМ.

В третьей главе рассмотрены возможности современных ЭВМ, виды матриц, способы их хранения в памяти машины, отмечены особенности алгебры матриц по сравнению с алгеброй чисел и разработаны методы решения уравнений связанных колебаний.

В работе показано, что связанные колебания коленчатых валов и присоединенных масс двигателя могут быть описаны матричными уравнениями ленточной структуры с произвольным параметром, зависящим от способа нумерации масс и числа опор, решение которых предложено проводить методом исключения по Гауссу. Следует отметить, что в математическом обеспечении ЭВМ имеются стандартные программы для решения только числовых уравнений ленточной структуры, однако, без всяких принципиальных трудностей эти программы можно использовать и при решении связанных колебаний. В этом случае все арифметические операции над числами необходимо заменить процедурными над матрицами, используя особенности алгебры матриц, в результате

$$C_{Kj}=(a_{KK}^{(K-\nu)})^{-1}a_{Kj}^{(K-\nu)}, \quad g_K^{(K)}=(a_{KK}^{(K-\nu)})^{-1}b_K^{(K-\nu)} \qquad (i=1,2,\ldots n),\ (K=2,3,\ldots n),$$

$$a_{ij}^{(K)}=a_{ij}^{(K-\nu)}-a_{iK}^{(K-\nu)}C_{Kj}, \quad b_i^{(K)}=b_i^{(K-\nu)}-a_{iK}^{(K-\nu)} \qquad (j=i+j_1,\ j_1=0,1,\ldots m), \tag{4}$$

где $a_{jK}=\bar{B}_{jK}$; $b_i=\bar{M}_{i\nu}$; m – параметр ленты; n – число масс.

Амплитуды вынужденных колебаний

$$\bar{A}_i=(a_{ii}^{(i)})^{-1}\left(b_i^{(i)}-\sum_{j=i+1}^{m}a_{ij}^{(i)}\bar{A}_j\right). \tag{5}$$

Уравнение частоты

$$det\|B_{ik}\| = det\|a_{nn}^{(n)}\| = 0. \qquad (6)$$

Матрицы форм свободных колебаний получены при помощи алгоритма (5) при условии

$$x_n = E \qquad (E - \text{единичная матрица}).$$

Для трехдиагональных субматриц, получающихся в случае пренебрежения влиянием упругости блока двигателя и звеньев кривошипно-шатунного механизма решение уравнений связанных колебаний сведено к алгоритму

$$u_1 = B_{11}, \quad u_i = B_{ii} - B_{ii-1} u_{i-1}^{-1} B_{i-1i} \quad (i = 2,3,\ldots n).$$

Амплитуды вынужденных колебаний

$$\bar{A}_n = u_n^{-1} y_n, \quad \bar{A}_i = u_i^{-1}(y_i - B_{ii+1} A_{i+1}) \quad (i = n-1,\ldots 1), \qquad (7)$$

где $y_1 = \bar{M}_1$, $y_i = \bar{M}_i - B_{ii-1} y_{i-1}^{-1} B_{i-1,i}$.

Уравнение частоты

$$det\|B_{ij}\| = det\|u_n\| = 0. \qquad (8)$$

Формы свободных колебаний определены по алгоритму (8) при $\bar{M}_i = 0$ (= I,2,...,) и $\alpha_n = \bar{A}_n = E$

$$\alpha_{n-1} = u_{n-1}^{-1} B_{i-1i},$$

$$\ldots \ldots \ldots \qquad (9)$$

$$\alpha_1 = u_1^{-1} B_{12} u_2^{-1} B_{23} \ldots u_{n-1}^{-1} B_{n-1n}$$

Следует отметить, что для трехдиагональных субматриц процесс нахождения связанных частот по алгоритму (8) вполне аналогичен процессу вычисления, проводимого по методу динамической жесткости, но, в отличие от последнего, предлагаемый алгоритм дает еще возможность определять и матрицы форм свободных колебаний.

По указанным алгоритмам разработаны блок-схемы и составлены программы на алгоритмическом языке Алгол-60 по расчету свободных и вынужденных колебаний, что позволило практически подойти к решению такого сложного вопроса.

Четвертая глава посвящена односвязанным колебаниям, которые в отличие от связанных колебаний описаны уравнениями нулевой

структуры, и поэтому при решении выделен особо.

Для односвязанных систем частотная субматрица (4) преобразована в симметрическую числовую матрицу. Решение уравнения частоты предложено проводить путем нахождения собственных значений и собственных векторов симметрических матриц, используя известный в алгебре метод вращения. Этот метод является итерационным, причем скорость сходимости асимптотически квадратичная, наличие кратных и близких собственных частот по существу не вызывает затруднения для использования метода на ЭВМ. Метод вращения устойчив к влиянию ошибок округления результатов промежуточных вычислений, а его реализация имеется в математическом обеспечении современных машин.

Расчет вынужденных односвязанных колебаний предложено проводить с помощью стандартных программ по решению комплексных алгебраических уравнений, причем в этом случае мнимая часть решения использована для определения амплитуд колебаний, а отношение мнимой части к действительной для вычисления угла сдвига фаз.

В работе все программы по расчету односвязанных свободных и вынужденных колебаний оформлены в виде процедур "Частота I" и "Амплитуда I". Использование разработанных процедур дало возможность осуществить проведение математического моделирования сложных колебательных процессов, частным случаем которых явилось построение торсиограмм.

Пятая глава посвящена экспериментальным исследованиям коленчатых валов двигателей М-2I и А-0I.

Основной задачей статических экспериментальных исследований явилось определение жесткостных параметров щек коленчатого вала относительно перемещений по всем степеням свободы. Это вызвано тем, что в силу перекрытия шеек жесткости щек с достаточной для практики точностью расчетным путем найти нельзя.

На специальном стенде была определена деформация кривошипов от действия поперечных сил и крутящего момента для двух положений коленчатого вала. Поперечные деформации щек коленчатого вала замерялись индикаторами часового типа, а угловые деформации скручивания - с помощью прибора Мартена. Для заданных схем нагружения были составлены уравнения прогибов, в которые под-

ставлялись экспериментальные значения деформаций. Решая полученные таким образом уравнения, были найдены жесткости щек коленчатых валов с учетом перекрытия шеек.

Помимо статических испытаний в работе проведено исследование крутильных колебаний силовой установки автомобиля ГАЗ-21В и дан анализ полученных в АПИ осциллограмм колебаний, которые были записаны для каждого элемента коленчатого вала на работающем двигателе А-01.

В шестой главе по разработанному методу проведен расчет связанных колебаний коленчатого вала тракторного двигателя А-01 и односвязанных колебаний силовой установки гусеничной машины. Расчетная схема коленчатого вала двигателя А-01 выбрана с учетом упругости опор и представлена на рис. I.

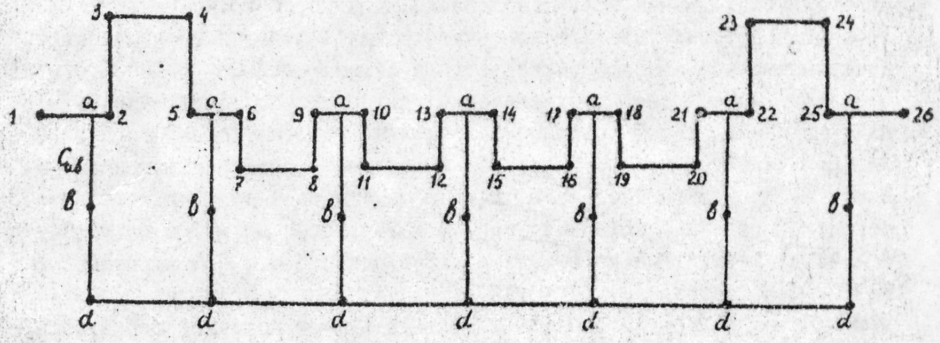


РИС 1. РАСЧЕТНАЯ СХЕМА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ А - 01.

Здесь цифрами и буквой а обозначены номера дискретных масс, на которые разбиты распределенная масса коленчатого вала; $в$ - масса подшипника; d - масса блока; присоединенная к i -й массе коленчатого вала.

Расчет на связанные колебания выполнен при различных опорных условиях коленчатого вала и оборотах двигателя, в результате которого получены две низшие собственные частоты и соответствующие им матрицы форм связанных колебаний. Причем для неподвижного вала частоты равны: а) при упругих опорах $p_1 = 1622^{1}/_{сек}$ и $p_2 = 5129^{1}/_{сек}$; б) при абсолютно жестких опорах $p_1 = 1777^{1}/_{сек}$ и

p_2 = 4756^I/сек; в) при плавающем вале p_1 = I665^I/сек и p_2 = 5I95^I/сек.

На первый взгляд кажется парадоксальным понижение частот при увеличении жесткости опор, но в данном случае следует помнить, что рассматриваются не поперечные, а связанные изгибно-крутильно-продольные колебания, которые при абсолютной жесткости опор вырождаются в крутильно-продольные колебания. Для вращающегося коленчатого вала увеличение оборотов приводит также к понижению собственных частот. Так, например, при оборотах n = I600 об/мин частоты равны p_1 = I587^I/сек и p_2 = 4820^I/сек. Зависимость собственных связанных частот от оборотов двигателя может привести к возникновению параметрических колебаний и только этим можно объяснить существование достаточно широких границ для частот, соответствующих данным формам колебаний, при которых амплитуды колебаний некоторых участков коленчатого вала остаются практически постоянными при изменении скоростного режима от I000 до I600 об/мин.

Анализ матриц свободных связанных колебаний позволил выявить для различных частот наиболее напряженные участки коленчатого вала. При частоте p_1 = I587^I/сек наибольшее воздействие оказывают: а) продольные колебания на I-ю щеку и на I-ю и 2-ю коренные шейки; б) изгибные колебания на 3-ю и 7-ю коренные и 3-ю шатунные шейки; в) крутильные колебания на I2-ю щеку, 5-ю и 6-ю коренные шейки. При частоте p_2 = 4820^I/сек наибольшее проявление получают: а) продольные колебания 2-ой щеки и I-ой коренной шейки; б) изгибные колебания I-ой шатунной и 2-ой коренных шеек; в) крутильные колебания 2-ой и 3-й щек.

Для плавающего вала соотношения между деформациями по сравнению с упругими опорами изменяются незначительно. Это связано с тем, что жесткость опор на три порядка ниже жесткости элементов коленчатого вала. При абсолютно жестких опорах наблюдается полное перераспределение соотношений между деформациями и в этом случае поперечные перемещения шеек в местах опор отсутствуют, но зато на целый порядок возрастают продольные и угловые перемещения по сравнению с таковыми при упругих и плавающих опорах, а полная энергия коленчатого вала "растекается" только по четырем обобщенным координатам. Динамика развития относительных амплитуд при переходе от одного элемента коленчатого вала к другому представлена формами колебаний на рис.2. Формы колебаний показаны на спрямленном колен-

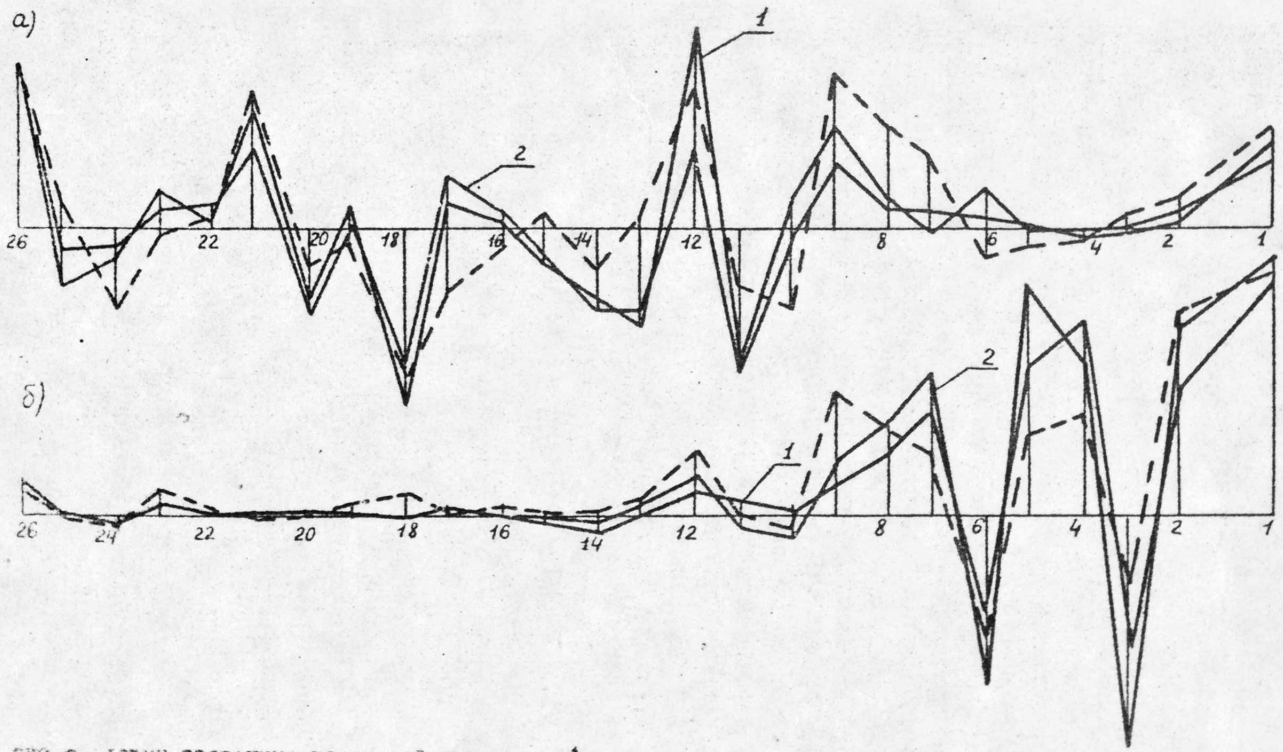


РИС 2. ФОРМЫ СВЯЗАННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПРИ $P=158\,7^{1}/сек$:

а) изгибная составляющая;

б) продольная составляющая.

чатом валу, где номерам I и 2 соответствуют формы при упругих и плавающих опорах, а пунктиром обозначены экспериментальные формы.

Коленчатый вал двигателя А-01 рассчитан также на крутильные колебания. Сравнительный анализ расчетов коленчатого вала показал достаточную близость частот связанных и крутильных колебаний и большое расхождение в формах колебаний. Качественное отличие форм колебаний, полученных при расчете связанных колебаний, от форм односвязанных колебаний вызвано влиянием взаимного преобразования одних видов колебаний в другие, которое способствует дополнительному возбуждению или гашению вибраций элементов коленчатого вала.

С целью отработки программ математического моделирования колебательных процессов односвязанных систем, для силовой установки автомобиля ГАЗ-21В был проведен расчет крутильных колебаний, в результате которого определен полный спектр собственных частот и найдены амплитуды резонансных и вынужденных колебаний с учетом сдвига фаз, достаточно хорошо совпадающие с данными, полученными профессором Ф.Ф. Симаковым.

В заключение работы проведено исследование крутильных колебаний силовой установки с дизельным двигателем ЯМЗ, выявлены резонансные режимы, изучено влияние внутреннего и внешнего демпфирования на развитие максимальных амплитуд и фазовые углы и построена торсиограмма колебаний.

ВЫВОДЫ

I. Повышение надежности и долговечности современных двигателей внутреннего сгорания, а также дальнейшее форсирование по параметрам рабочего процесса связано с ограничением общей напряженности элементов кривошипно-шатунного механизма, вызываемой главным образом связанными колебаниями.

2. Применяемые в настоящее время методы исследования связанных колебаний довольно сильно упрощены и поэтому не используют в полной мере возможности современной вычислительной техники.

3. В работе предложен принципиально новый подход к решению задач на связанные колебания коленчатых валов и присоединенных к нему масс, основанный на операторных методах с учетом использования богатого математического обеспечения современных ЭВМ.

4. Получены уравнения связанных колебаний коленчатого вала, которые для низких частот сведены к алгебраическим матричным уравнениям ленточной структуры, учитывающими упругость опор, гироскопический эффект дискретных масс и контурные связи вала с массами блока двигателя.

5. На основании исследования кинематики и динамики механизмов сложной структуры построены матрицы возмущений, элементами которых являются суммарные газовые и инерционные составляющие сил ν-го порядка, действующие на кривошипы коленчатого вала рядных и многорядных двигателей.

6. Решение матричных уравнений предложено проводить методом последовательных исключений по Гауссу, используя при этом особенности алгебры матриц и свойства субматриц ленточной структуры. В результате получены рекуррентные формулы для расчета собственных и вынужденных связанных колебаний, причем для трехдиагональных субматриц, получающихся в случае пренебрежения влиянием упругости блоки и звеньев кривошипно-шатунного механизма, решение уравнений сведено к алгоритму, аналогичному методу динамической жесткости.

7. Для односвязанных уравнений решение частотных уравнений предложено проводить с помощью использования метода вращения, а уравнений вынужденных колебаний - методом комплексных амплитуд.

8. По разработанному методу проведен расчет на свободные колебания коленчатого вала дизеля А-01 для различных опорных условий и оборотов, в результате которого получены две нижние частоты и соответствующие им матрицы форм связанных колебаний.

9. Расчетом доказано, что увеличение жесткости опор повышает собственные частоты и изменяет соотношение между деформациями. При жестких опорах расчетные частоты отличаются от экспериментальных на 25+32%, а формы колебаний в этом предельном случае претерпевают качественные изменения. Для плавающих опор частоты и формы колебаний мало отличаются от частот и форм колебаний, полученных для упругих опор и поэтому в первом приближении при расчетах коленчатого вала опоры можно принимать плавающими.

I0. Увеличение оборотов двигателя понижает собственные частоты колебаний коленчатого вала, что в отличие от неподвижного вала

приводит к появлению в рабочем диапазоне двигателя резонансных областей и повышению общего напряженного состояния вала.

II. Собственные частоты связанных колебаний коленчатого вала дизеля А-0I отличаются от соответствующих частот крутильных колебаний на I% и I2%, в то время как их формы колебаний отличаются не только количественно, но и качественно, что вызвано влиянием взаимных преобразований одних видов деформаций в другие.

I2. При расчетах пространственных коленчатых валов на свободные связанные колебания в качестве пробного значения рекомендуется брать соответствующую крутильную частоту, что позволяет довольно быстро находить связанную частоту и матрицы форм колебаний.

I3. Разработанный метод использован для общего исследования односвязанных систем с целью изучения влияния различных видов демпфирования на развитие максимальных амплитуд и построения торсиограмм.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Назаров П.Н. Изгибно-крутильно-продольные колебания коленчатых валов. "Известия ВУЗов, Машиностроение", № 3, I973.

2. Назаров П.Н. Вывод уравнений связанных колебаний коленчатого вала. "Известия ВУЗов, Машиностроение", № II, I975.

3. Назаров П.Н. Расчет изгибно-крутильно-продольных колебаний коленчатого вала. "Известия ВУЗов, Машиностроение", № I2, I975.

4. Назаров П.Н. Приведение распределенной системы коленчатого вала к дискретной. "Известия ВУЗов, Машиностроение", № I. I976.