

2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: Учебник для вузов/ В.Н.Луканин, М.Г.Шатров, Т.Ю.Кричевская и др.; Под ред. В.Н.Луканина и М.Г.Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Высш.шк., 2005. 414 с.: ил.

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ ПО НЕРАЗРЕЗНОЙ СХЕМЕ

Краснокутский А.Н., Трифонов Ю.Ю.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Задача разработки и оптимизации деталей современного двигателя внутреннего сгорания, в частности коленчатого вала как одной из самых напряжённых, ответственных и дорогостоящих деталей, сложна и требует всестороннего использования математических моделей.

В этой ситуации наиболее целесообразен иерархический подход, принятый в инженерной практике расчётов базовых деталей ДВС. При таком подходе различные этапы общей задачи рационально выполнять с применением математических моделей различного уровня.

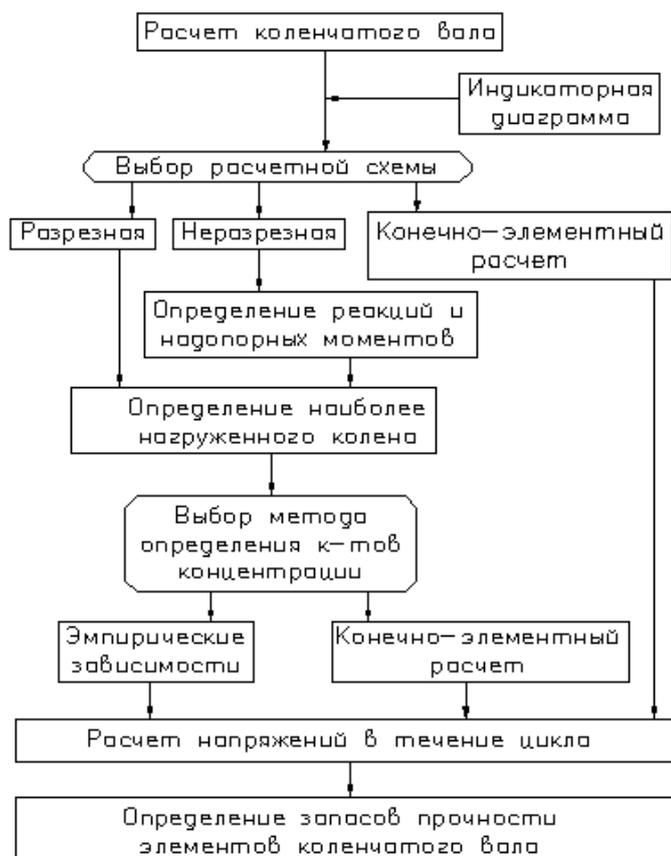


Рис.1. Схема расчёта вала с применением моделей различного уровня.

Первый шаг –выбор расчётной схемы. Возможны три варианта базовых расчётных схем:

- разрезная схема [1,2], которая благодаря простоте широко применяется до настоящего времени. В этой схеме рассматривается отдельное колено вала и отбрасывается влияние соседних колен;
- неразрезная схема теоретически хорошо проработанная модель [3], но не нашедшая широкого применения из-за большого количества вычислений. До настоящего момента не были разработаны программы, эффективно реализующие эту схему;
- полный конечно-элементный расчёт вала. Даже современный уровень развития вычислительной техники и прикладных расчётных программ не позволяет реализовать этот метод для сложного коленчатого вала многоцилиндрового двигателя в трёхмерной постановке и с учётом всего спектра нагрузок и граничных условий.

Для определения коэффициентов концентрации напряжений в основном используются эмпирические зависимости, где коэффициент является функцией различных безразмерных геометрических соотношений элементов вала [4]. Основной недостаток этих зависимостей заключается в том, что они составлены для узких диапазонов аргументов и неприменимы, когда геометрические параметры вала выходят за эти диапазоны. В этом случае альтернативой является конечно-элементный расчёт коэффициентов.

Объектом расчетного исследования являлся коленчатый вал двигателя 16ЧН26/26. Параметры рассматриваемого колена вала не позволяют применить эмпирические зависимости исследований Лейкина, так как колено имеет большое перекрытие шеек и наклонное сверление маслоподводящего канала. Для определения коэффициентов концентрации использован конечно-элементный расчёт в трёхмерной постановке

В ходе конечноэлементного расчёта создана твердотельная модель колена с подробным описанием зон концентрации в среде Solid Works (рис.2).

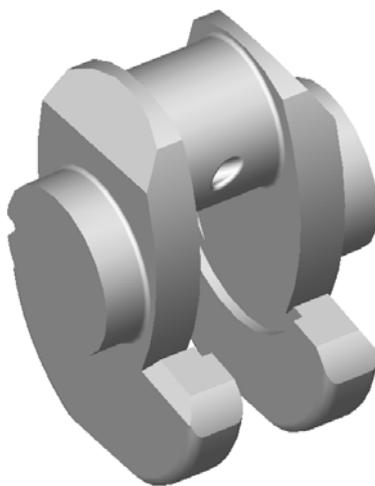


Рис.2. Твердотельная модель колена.

С помощью программы ANSYS создана конечноэлементная модель. Вследствие сложности модели выполнить расчеты с одновременным определением коэффициентов во всех зонах концентрации, и при этом уложиться в приемлемое число элементов, затруднительно. На первом этапе рассматривалось только скругление маслоподводящего отверстия на выходе в шейку, а на втором только галтель (рис.3). Модель нагружается условной единичной нагрузкой (крутящим и изгибающим моментом). Отношение полученных напряжений в зоне концентрации к номинальным и будет представлять собой искомый теоретический коэффициент концентрации.

Расчёт вёлся по методу “насыщения”, то есть сетка измельчалась до тех пор, пока последующий шаг не давал результаты, отличающиеся не более чем на 5% от предыдущего. Число квадратичных тетраэдрических элементов превышало 100 тыс.

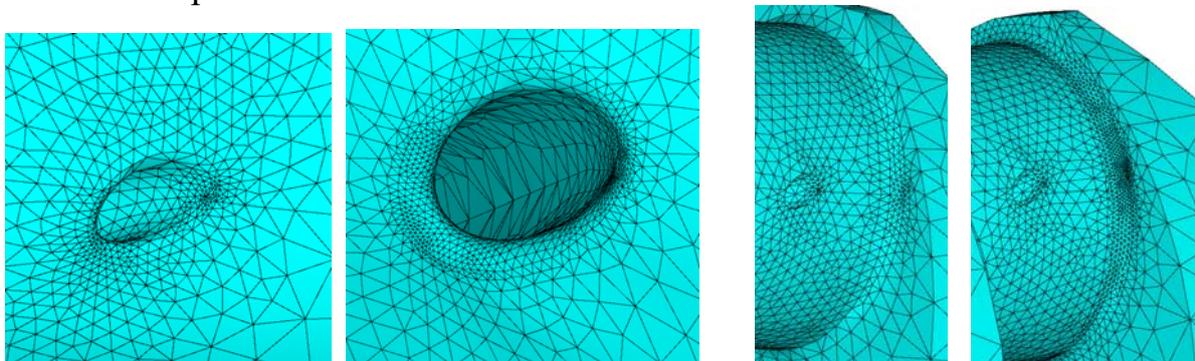


Рис.3. Конечноэлементные разбивки концентраторов колена вала.

На рис.4. показаны примеры распределения напряжений, полученные при действии момента крутящего момента в зоне галтели (а), а также изгибающего момента в перпендикулярной плоскости в зоне масляного отверстия (б).

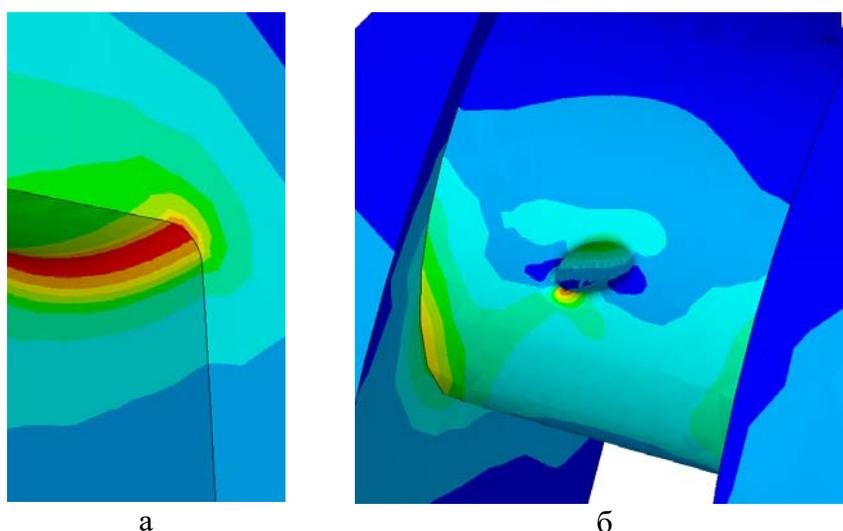


Рис.4. Распределение напряжений в зонах концентрации колена вала.

горитма учёта в неразрезной схеме напряжений как от крутильных, так и, в перспективе, от изгибных колебаний вала.

Для исследования коленчатых валов по описанному алгоритму была создана программа KVAL. Программа работает в среде Windows, имеет современный графический интерфейс. Её возможности:

- расчёт валов многоцилиндровых рядных двигателей;
- расчёт валов двигателей с произвольным числом рядов и секций (в т.ч. многорядных звездообразных двигателей);
- учёт типа сочленения шатунов многорядных двигателей (прицепные или рядом сидящие);
- независимый учёт различий в кинематике и динамике главного и боковых цилиндров;
- взаимодействие с программой расчёта рабочего процесса;
- введение экспериментально полученной индикаторной диаграммы;
- вывод результатов расчёта в виде графиков, таблиц и дисковых файлов;

Программа наглядна и проста в использовании, что позволяет широко применять её как в исследованиях усталостной прочности валов, так и в учебном процессе по специальности “Двигатели внутреннего сгорания”.

Для сравнительных исследований были отобраны следующие схемы двигателей: 1-цилиндровый, 4-цилиндровый рядный, 6-цилиндровый рядный, 2-цилиндровый V-образный, 12-цилиндровый V-образный, 16-цилиндровый V-образный. В таблице 1 приведены полученные коэффициенты запаса, и изменения минимальных коэффициентов при увеличении числа секций двигателя.

Таблица 1. Сравнение коэффициентов запаса при расчёте по разрезной и неразрезной схемам

N		1 цилиндр	4 цилиндра		6 цилиндров		1 V-секция	6 V-секций (12 цилиндров)		8 V-секций (16 цилиндров)	
			Нер азр.	Раз р.	Нер азр.	Раз р.		Нер азр.	Раз р.	Нера зр.	Раз р.
Кручение правой коренной шейки	$N_{\tau(кш)}$	8.814	8.575		7.078		6.739	4.981		4.216	
	№ КОЛ.	1	3		4		1	4		6	
Кручение шатунной шейки	$N_{\tau(шш)}$	11.6	6.21	5.79	5.27	5.01	8.871	3.805	3.52	3.137	2.81
	№ КОЛ.	1	3	3	4	5	1	4	4	6	6
Изгиб шатунной	$N_{\sigma(шш)}$	9.165	11.49	9.16	5.602	9.16	7.044	5.081	7.04	8.3437	7.04

N		1 цилиндр	4 цилиндра		6 цилиндров		1 V-секция	6 V-секций (12 цилиндров)		8 V-секций (16 цилиндров)	
			Нер азр.	Раз р.	Нер азр.	Раз р.		Нер азр.	Раз р.	Нера зр.	Раз р.
шейки	№ кол.	1	2	везде	5	везде	1	3	везде	8	везде
Общий запас шатунной шейки	$N_{(\text{шш})}$	7.19	5.47	4.89	3.898	4.39	5.516	3.048	3.15	2.98	2.61
	№ кол.	1	3	3	5	5	1	4	4	6	6
Изгиб левой щеки в плоскости колена,	$N_{\sigma(\text{ш1})}$	1.58	1.90	1.58	2.01	1.58	1.38	1.78	1.38	1.77	1.38
	№ кол.	1	1	везде	4	везде	1	1	везде	1	везде
Кручение левой щеки	$N_{\tau(\text{ш1})}$	27.34	34.52	27.32	16.76	27.32	20.9	15.33	20.9	14.08	20.9
	№ кол.	1	3	везде	2	везде	1	2	везде	2	везде
Общий запас левой щеки	$N_{(\text{ш1})}$	1.585	1.906	1.57	2.01	1.57	1.38	1.78	1.38	1.76	1.38
	№ кол.	1	1	везде	4	везде	1	1	везде	1	везде
Изгиб правой щеки в плоскости колена	$N_{\sigma(\text{ш2})}$	1.58	1.908	1.58	2.01	1.58	1.38	1.78	1.38	1.75	1.38
	№ кол.	1	4	везде	3	везде	1	6	везде	8	везде
Кручение правой щеки	$N_{\tau(\text{ш2})}$	27.34	34.52	27.35	16.48	27.35	20.9	15.89	20.9	14.22	20.9
	№ кол.	1	2	везде	5	везде	1	5	везде	7	везде
Общий запас правой щеки	$N_{(\text{ш2})}$	1.57	1.89	1.58	2.01	1.58	1.3`	1.78	1.38	1.75	1.38
	№ кол.	1	4	везде	3	везде	1	6	везде	8	везде

Анализ этих результатов показывает, что в случае применения разрезной схемы:

- запасы шатунных шеек по кручению получаются незначительно заниженными;
- запасы по изгибу шатунных шеек в ряде случаев получаются заниженными на 25%, а в ряде случаев (6-секционные валы) – завышенными, причём значительно – на 30-40%.
- суммарные запасы шатунных шеек занижены на 10%, а щёк - на 17-22%.

Следует отметить, что минимальные запасы прочности в 4-х цилиндрическом рядном двигателе имеет место в 4-ом, а в 6-и цилиндрическом в 3-ем

колоне вала, что согласуется с экспериментальными данными других типов двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1984 г, 384 с.

2. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Карпов А.В. Расчеты нагрузок в элементах КШМ и прочности коленчатых валов поршневых машин. Учебное пособие. Изд. МГТУ им. Баумана, 2000, 32 с.

3. Совершенствование основных узлов турбопоршневых двигателей. Под ред. А.С. Орлина. М.: Машиностроение, 1974г. - 207 с.

4. Лейкин А.С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. М.: Машиностроение, 1968, 371 с.

ПРИМЕНЕНИЕ СМЕСЕЙ ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА И ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА В КАЧЕСТВЕ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЬНОГО АВТОТРАНСПОРТА

**Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Жердев А.А., Рогов В.С.,
Калинин Д.Н., Борисенко Н.Е.**

МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

Автотранспорт является одним из крупнейших загрязнителей окружающей среды. В масштабах Российской Федерации его доля в суммарных выбросах загрязняющих веществ в атмосферу всеми техногенными источниками достигает в среднем 43%, в выбросах «климатических» газов — около 10%, в массе промышленных отходов — 2%, в сбросах вредных веществ со сточными водами — около 3%, в потреблении озоноразрушающих веществ — не более 5%. Доля автотранспорта в загрязнении атмосферного воздуха Москвы достигает 80% [1].

Основную массу выбросов вредных веществ от автотранспорта составляют: оксид углерода, углеводороды и оксиды азота. Для здоровья населения наибольшую опасность представляют выбросы канцерогенных веществ NO_x , а также: сажа, бензол, свинец, 1,3-бутадиен и опасных органических веществ (формальдегида, акролеина, толуола, ксилола).

В структуре ущерба окружающей среде и здоровью населения от выбросов автотранспорта в городах девять веществ определяют 95% суммарного ущерба: оксиды азота (44,5%), свинец (21%), акролеин (7,5%), сажа (7,4%), оксид углерода (6%), диоксид серы (3,4%), формальдегид (2,8%), бенз(а)пирен (1,3%), ацетальдегид (1,1%) [2].

Известны несколько путей улучшения экологических ДВС. К ним относятся совершенствование конструкции и способов управления ДВС, в частности, совершенствование систем топливоподачи, газораспределения,