

Таблица 1. Результаты расчета

	$L_{ш}$, мм	$N_{ср}$, Н	$N_{макс}$, Н	$M_{ср}$, Н*м	$M_{макс}$, Н*м
$I_1 = 0.1$	355	411,3	837,8	123,6	271,6
$I_2 = 0.2$	177,5	860,5	1821,9	128,9	296,9
$I_3 = 0.275$	129	1237,2	2717,1	133,8	297,8
$I_4 = 0.3$	118,3	1371,6	3049,1	135,6	301,4
$I_5 = 0.4$	88,75	1977,8	4615,8	143,8	321,1

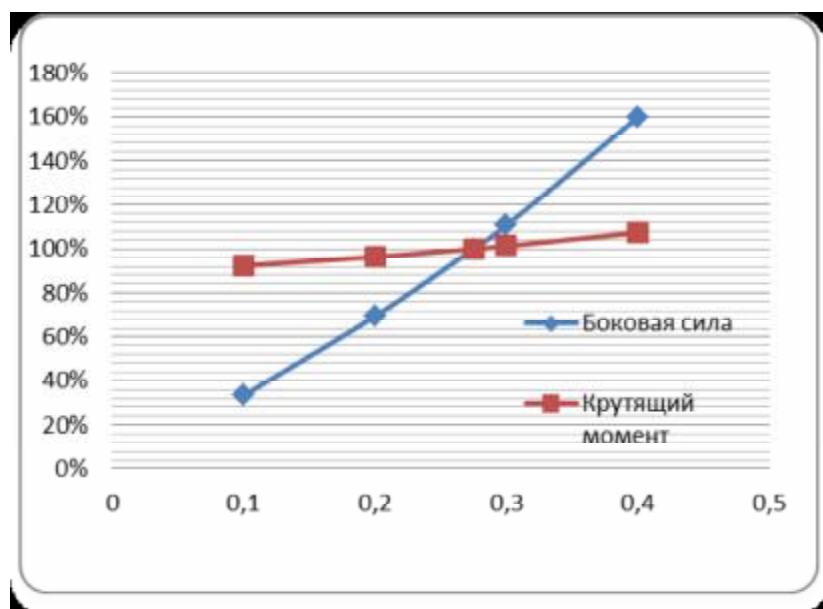


Рис. 3. Динамика изменения боковой сила и крутящего момента.

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, что не существует оптимального значения λ . Если стремиться к уменьшению силы действующей на стенки цилиндра, то это необратимо приведет к увеличению длины шатуна и всего двигателя в целом. И наоборот, проектируя максимально компактный двигатель, нужно быть готовым к существенному возрастанию боковой силы и как следствие

повышения требований, предъявляемых к деталям цилиндропоршневой группы. Выбирать значение λ необходимо исходя из назначения проектируемого двигателя.

Литература:

- Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1990, с. 253
- Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей./ Колчин А.И., Демидов В.П. - М.: Высшая школа, 2008. - 496 с.
- Применение нелинейных сил при динамическом анализе 3D-моделей двигателей в ADAMS: Метод. указания / В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев. Самар.: Самар. гос. аэрокосм. ун-т; 2007. - 30 с.

ВЫБОР ДЕТЕРМИНИРОВАННОЙ МОДЕЛИ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПРИ РАСЧЕТЕ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПЕРЕМЕННЫЕ НАГРУЗКИ

Гоц А.Н (Владимирский государственный университет)

При расчете деталей поршневых двигателей МКЭ возникает вопрос о выборе детерминированных моделей усталостной долговечности. Как правило, при ис-

пользовании наиболее распространенных компьютерных программ расчета МКЭ в качестве гипотезы разрушения при сложном напряженном состоянии используется гипотеза удельной энергии формоизменения (гипотеза Губера-Мизеса-Генки), в которой эквивалентное напряжение определяется через интенсивность напряжений (или октаэдрическое касательное напряжение) по формуле [1]

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_x)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (1, a)$$

или

$$\sigma_e = \sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}, \quad (1)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – компоненты тензора напряжений в окрестности точки конечно-элементной модели, определяемые при максимальной и минимальной нагрузке; σ_1, σ_2 и σ_3 – главные напряжения, определяемые при тех же видах нагружения.

Известно, что результаты с использованием этой гипотеза достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными не только в области упругих деформаций, но и в пластической области в случае статического нагружения. Вместе с тем, использование напряжения σ_i по формуле (1) в качестве исходного при переменном действии нагрузок (сначала максимальной, а затем минимальной) приводит к противоречивым результатам. Это было отмечено нами только для плоского напряженного состояния [2]. Действительно, расчет МКЭ позволяет в окрестности каждой точки найти напряжения, определяемые тензором

$$T = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix}. \quad (2)$$

При действии максимальных и минимальных нагрузок компоненты тензора напряжений (1) в окрестностях каждой точки конечно-элементной модели будут иметь разные значения, а, значит, будут разными главные напряжения для каждого вида нагружения, а также разными будут положения площадок, в которых они действуют. Поэтому, если при статическом нагружении определяется эквивалентное напряжение для какой-то площадки, положение которой нас даже не интересует, то при использовании (1) в случае переменных нагрузок напряжения $\sigma_{e_{max}}$ и $\sigma_{e_{min}}$ будут определены для площадок никак не связанных между собой (в некоторых случаях они могут быть взаимно перпендикулярными). Это значит, что запасы прочности при переменных напряжениях или запасы долговечности будут вычисляться, мягко говоря, не вполне корректно, поскольку амплитудные и средние напряжения определены в разных сечениях.

Если графически интерпретировать прогнозирование разрушения по гипотезе удельной энергии формоизменения (зависимость (1)), то поверхность разрушения представляет круговой цилиндр, ось которого образует равные углы с тремя главными осями. Эти круговые цилиндры при разных видах нагружения могут пересекать друг друга, так как соотношение главных напряжений (и положение взаимно перпендикулярных площадок) $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ будет различное при максимальной и минимальной нагрузке. Это было бы справедливо, если бы циклы переменных напряжений были бы подобными (с одинаковыми коэффициентами асимметрии).

Между тем, в работе [3] предложена модель усталостной долговечности, применимая при расчете любых конструкций в условиях переменного нагружения.

Для расчета эквивалентного амплитудного напряжения σ_{ae} при сложном напряженном состоянии (при объемном тензоре напряжений в случае расчета МКЭ) и действии переменных нагрузок в [3] предложена зависимость

$$\sigma_{ae} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta_{\sigma}}\sigma_{ia} + \psi_{\sigma}\sigma_{1m}, \quad (3)$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений; ε_{σ} – масштабный фактор; β_{σ} – коэффициент поверхностного слоя; ψ_{σ} – коэффициент постоянных напряжений; $\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + \dots + 6\tau_{xya}^2 + \dots}$;

σ_{ia} – интенсивность амплитуд переменных напряжений цикла $\sigma_{xa}, \sigma_{ya}, \dots, \tau_{xya}, \tau_{yza}, \dots$; σ_{1m} – наибольшее постоянное напряжение цикла (первое главное напряжение).

Для малопластичных и хрупких материалов (при расчете МКЭ головки цилиндров или блок-картера) следует учесть влияние нормальных переменных напряжений, и тогда эквивалентное напряжение

$$\sigma_{ae} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta_{\sigma}}\left[\frac{1}{\sqrt{3}-1}\left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}-1\right)\sigma_{ia} + \frac{1}{\sqrt{3}-1}\left(\sqrt{3}-\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)\sigma_{1a}\right] + \psi_{\sigma}\sigma_{1m}, \quad (4)$$

где σ_{1a} – наибольшая амплитуда только нормальных напряжений; σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости при изгибе (растяжении-сжатии) и кручении.

Заметим, что в зависимости (3) и (4) используется наибольшее постоянное напряжение цикла (первое главное напряжение), как раз учитывающее то обстоятельство, что определяемые главные напряжения при переменном нагружении будут в разных площадках.

Часто при расчетах рекомендуют определять K_{σ} через теоретический коэффициент концентрации напряжений, что в принципе необязательно. При расчете МКЭ путем сгущения расчетной сетки в местах концентрации напряжений можно получить действительные напряжения. Поэтому для расчета можно рекомендовать $K_{\sigma} \geq 1,2$ [4].

Проведем сравнение расчетных данных с использованием (1) и (3) на примере расчета составного блок-картера одноцилиндрового дизеля. На рис. 1 показана расчетная конечно-элементная модель блок-картера, которая состояла из 247028 элементов и 457782 узлов [4].

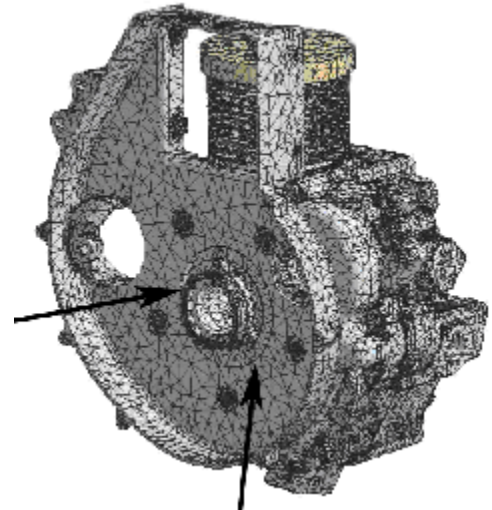


Рис. 1. Расчетная КЭ модель сборки блок-картера: узлов – 457782, элементов – 247028

Для расчета использовался программный комплекс Ansys 11.0 (расчеты проводились Б.Ю. Голевым и Е.С. Беловым). Наибольшие напряжения возникали в сечениях вокруг бобышки (на рис. 1 показано стрелками), где располагается коренная опора. Максимальная нагрузка возникала при действии газовой силы и сил инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, а минимальная – только от сил инерции. Значение нагрузок приведено в [4]. Для сравнения приведем значения компонентов тензоров напряжений при действии максимальной на-

грузки (газовой и сил инерции, табл.1) и минимальной (только сил инерции, табл.2)

Таблица 1. Компоненты тензоров напряжений при действии газовых и инерционных сил

№	Нормальные напряжения			Касательные напряжения			σ_e , МПа
	σ_x , МПа	σ_y , МПа	σ_z , МПа	τ_{xy} , МПа	τ_{yz} , МПа	τ_{xz} , МПа	
1	16,1	89,2	16,6	33,6	0,34	-4,7	93,6
2	18,8	89,6	16,3	37,0	8,0	9,4	98,8
3	19,6	64,4	11,4	-30,3	6,1	-5,6	73,5
4	39,8	103,6	43,1	27,8	-54,0	7,4	122,9
5	-21,6	66,1	26,8	6,7	-53,7	-25,7	128,7
6	-22,3	-112,2	-16,8	17,3	33	5,1	113,4
7	-11,1	-97,4	-12,9	-27,2	-7,4	-1,2	98,4
8	5,2	91,4	15,3	19,3	11	6	90,8
9	9,9	78,7	16,9	12,9	-24,9	1,1	81,6

В последних столбцах табл.1 и табл. 2 приведены значения эквивалентных напряжений, вычисленных по формуле (1), а на рис.2 показаны точки конечно-элементной модели, где эквивалентные напряжения в соответствии с гипотезой потенциальной энергии формоизменения достигают максимального значения.

Данные табл.2 показывают, что при действии только сил инерции численные значения компонентов тензоров напряжений в узловых точках, а также эквивалентные напряжения уменьшаются.

Все программные комплексы для расчета деталей ДВС методом МКЭ приводят в результате расчета значения интенсивности напряжений σ_i , которые и представляют собой значение σ_e , вычисленное по формуле (1). На рис. 2 приведена конечно-элементная модель блок-картера, а стрелками показаны эквивалентные напряжения при действии газовых и инерционных сил. В этих точках в эксплуатационных условиях появлялись трещины. Поскольку эти напряжения являются эквивалентными, то часто их используют для расчета запасов прочности или долговечности при действии переменных напряжений (при максимальной нагрузке – как максимальные, а минимальной – минимальные).

Таблица 2. Компоненты тензоров напряжений при действии сил инерции

№	Нормальные напряжения			Касательные напряжения			σ_e , МПа
	σ_x , МПа	σ_y , МПа	σ_z , МПа	τ_{xy} , МПа	τ_{yz} , МПа	τ_{xz} , МПа	
1	0,93	43,6	0,93	1,8	-0,23	-0,36	42,8
2	1,2	5,8	0,9	2,4	0,5	0,5	6,4
3	4,2	16,5	2,4	-6,9	-1,0	-0,1	17,96
4	16,4	35,9	15,0	10,7	-17,9	3,6	41,9
5	0,85	-2,2	26,8	0,5	22,9	0,4	48,3
6	1,1	3,9	0,45	-1,03	-0,89	-0,17	3,97
7	0,36	0,28	-0,2	0,85	-0,2	-0,6	1,91
8	0,4	5,6	1,2	1,3	0,8	0,5	5,59
9	1	9,5	2,9	-1	-4,9	-0,1	11,6

Для использования модели (3) проведем расчет амплитудных нормальных и касательных напряжений в соответствии с данными табл.1 и 2. После этого определим амплитудные значения нормальных, касательных, а также интенсивность амплитуд напряжений переменных циклов в соответствии с зависимостью (3). Запасы прочности определим по известной зависимости

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (5)$$

Расчеты проводились при следующих исходных данных: $K_{\sigma} = 1,4$; $\epsilon_{\sigma} = 0,9$; $\beta = 0,9$; $\psi_{\sigma} = 0,2$ [5]; $\sigma_{-1} = 120$ МПа. Результаты расчетов приведены в табл. 3.

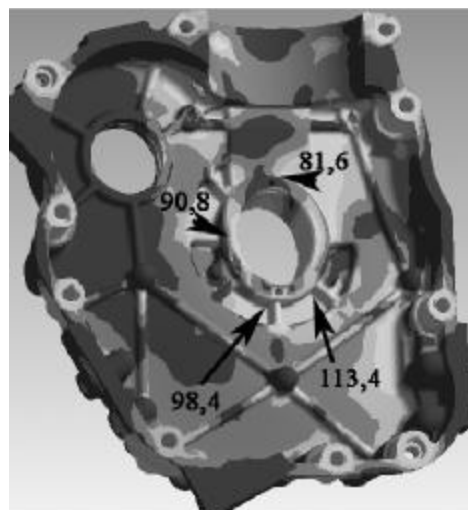


Рис.2.Значения эквивалентных напряжений

Таблица 3. Амплитудные значения нормальных, касательных и амплитуды эквивалентных напряжений, а также запасы прочности с учетом (1) и (3)

№	Амплитуды нормальных напряжений			Амплитуды касательных напряжений			σ_{ae} , МПа	σ_{1m} , МПа	n_{σ} (3)	n_{σ} (1)
	σ_{xa} , МПа	σ_{ya} , МПа	σ_{za} , МПа	τ_{xya} , МПа	τ_{yza} , МПа	τ_{xza} , МПа				
1	7,6	22,8	7,8	15,9	0,3	-2,6	31,7	104	1,59	2,08
2	8,8	41,9	7,7	17,3	3,7	4,8	46,3	106,8	1,18	1,33
3	7,7	24,0	4,5	-11,7	3,6	-4,6	29,0	81,4	1,81	2,1
4	11,7	33,9	14,1	8,6	-18,1	3,5	41,0	139,8	1,22	1,38
5	-11,2	34,2	0,0	3,1	-38,3	-12,8	81,2	107,8	0,74	1,38
6	-11,7	-58,1	-8,6	9,2	16,9	2,9	58,6	-1,2	1,19	1,13
7	-5,7	-48,8	-6,4	-14,0	-3,6	-0,9	49,6	-3,3	1,41	1,28
8	2,4	42,9	7,1	9,0	5,1	3,1	42,7	97,3	1,29	1,44
9	4,5	34,6	7,0	7,0	-10,0	0,6	35,8	89,4	1,50	1,72

Таким образом, расчеты по формуле (5) проводились с учетом того, что сначала определялись эквивалентные амплитудные напряжения по формуле (3), а второй расчет, когда амплитудные и средние напряжения определялись с учетом зависимости (1).

Анализируя полученные результаты, замечаем, что расчет с учетом эквивалентных амплитудных напряжений по зависимости (3) дает значения запасов прочности значительно ниже, чем расчет по эквивалентным напряжениям (формула (1)). Для расчета необходимо внести в известные расчетные комплексы дополнительно расчет амплитудных межцикловых напряжений и амплитудного эквивалентного напряжения.

Литература:

1. Колинз ДЖ. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение; Пер. с англ.– М.: Мир, 1984.

2. Гоц А.Н. Детерминированные модели усталостной долговечности деталей ДВС// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997. – №12. – С. 19-21.
3. Биргер И.А. Детерминированные и статистические модели долговечности / Проблемы прочности летательных аппаратов: сб. статей; под ред. И.Ф. Образцова, А.С. Вольмира. – М.: Машиностроение. – 1985. – 280 с.
4. Белов Е.С., Голев Б.Ю., Гоц А.Н., Плешанов А.А. Расчет составного блок-картера одноцилиндрового дизеля// Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XII Междун. научно-практ. конференции/Под ред. А.Н. Гоца.– ВлГУ.– Владимир.– 2010. – С. 114 – 118.
5. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие. Владимир: Ред.-издат. комплекс ВлГУ, 2005. – 118 с.

ОБОБЩЕННЫЙ РАСЧЕТ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Григорьев Е.А. (Волгоградский государственный технический университет)

Формулы для определения неуравновешенных сил и моментов многоцилиндрового двигателя получаем, исходя из расчетной схемы осевого кривошипно-шатунного механизма и следующих обозначений. Наклон цилиндров задается относительно вертикальной продольной плоскости углами ε_i , где i - порядковый номер цилиндра. При отсчете по часовой стрелке принят положительный знак. Положение цилиндров в продольном направлении, отсчитываемое от середины первого кривошипа, y_{li} .

Расстояние между серединами первого кривошипа и кривошипного механизма задается координатой l , а между соседними кривошипами – a . Угол между кривошипами i -го и первого цилиндров определяется величиной φ_{li} . Таким образом, можно задать любые схемы КШМ двигателя и аналитически определить для них неуравновешенные силы и моменты.

Выражения гармоник вертикальной и горизонтальной составляющих моментов сил инерции поступательно движущихся масс, полученные раньше [1] имеют вид

$$M_{jkв} = m_{п} r \omega^2 a \lambda^{k-1} (A_{jkв} \cos k\varphi + B_{jkв} \sin k\varphi); \quad (1)$$

$$M_{jkг} = m_{п} r \omega^2 a \lambda^{k-1} (A_{jkг} \cos k\varphi + B_{jkг} \sin k\varphi), \quad (2)$$

где $m_{п}$ - масса поступательно движущихся частей, r – радиус кривошипа, ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, l – отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна l , k – порядок гармоник, J, B, Γ – поступательное движение, вертикальная и горизонтальная соответственно. Косинусные и синусные коэффициенты:

$$A_{jkв} = a^{-1} \sum (l - y_{li}) \cos k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - \varepsilon_i) \cos \varepsilon_i;$$

$$B_{jkв} = -a^{-1} \sum (l - y_{li}) \sin k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - \varepsilon_i) \cos \varepsilon_i;$$

$$A_{jkг} = a^{-1} \sum (l - y_{li}) \cos k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - \varepsilon_i) \sin \varepsilon_i;$$

$$B_{jkг} = -a^{-1} \sum (l - y_{li}) \sin k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - \varepsilon_i) \sin \varepsilon_i.$$

Равнодействующие вертикальной и горизонтальной составляющих векторов момента

$$M_{jk} = \sqrt{M_{jkв}^2 + M_{jkг}^2}. \quad (3)$$