ОПРЕДЕЛЕНИЕ СМЕЩЕНИЙ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ СУДОВЫХ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Санаев Н.К., Габалов.Г.М.

Дагестанский государственный технический университет, г. Махачкала

Анализ особенностей конструкции кривошипно-шатунного механизма (КШМ) судовых высокооборотных дизелей типов Ч8,5/11 и Ч9,5/11 показал, что осевое перемещение кривошипной головки шатуна на шатунной шейке коленчатого вала составляет 0.17÷0.44мм., а осевой разбег поршневой головки шатуна на поршневом пальце, между бобышками поршня, в 8-9 раз больше и составляет 1.6÷3.5мм [1].

Вследствие указанного осевого разбега ось симметрии поршневой головки шатуна смещается относительно оси поршня на 0.8÷1.75мм., что создает момент, поворачивающий поршневой палец в плоскости его оси, совпадающей с плоскостью действия векторов сил давления газов и сил инерции масс деталей, совершающих возвратно поступательное движение в цилиндре. В результате носовая и кормовая части поршневого пальца создают не одинаковые удельные давления на бобышки поршня, обуславливая неравномерность их износа до (40% [2]), вследствие чего ресурс дизеля до переборки, по сопряжению поршневой палец – бобышки поршня, снижается. В связи с этим необходимо было выполнить анализ размерной цепи и составить уравнение, решение которого позволит, путем изменения замыкающего размера, воздействовать на величину смещения оси симметрии поршневой головки шатуна относительно оси поршня. Здесь необходимо учесть тот фактор, что размерные цепи, в соответствии с которыми строились и до сих пор действуют технологические процессы механической обработки деталей кривошипно-шатунного механизма и цилиндро-поршневой группы, были сформированы когда дизели всех типоразмеров (2-х, 4-х и 6-ти цилиндровые) были вихрекамерными машинами, с относительно «мягким» рабочим процессом. После перевода ряда типоразмеров на рабочий процесс с непосредственным впрыском топлива в цилиндр и камерой сгорания расположенной в поршне (конусно-тороидального типа, а в опытных вариантах и цилиндрического типа), скорость нарастания давления по углу поворота коленчатого вала ($dp/d\varphi$), характеризующая «жёсткость» процесса, а также максимальные давления и температуры цикла увеличились [3], что повлекло за собой ещё большие величины износа и скорости изнашивания в сопряжениях «поршневой палец – бобышки поршня» и «поршневой палец – втулка поршневой головки шатуна». Это также явилось причиной исследования, анализа и разработки научно обоснованного варианта конструкторско-технологической модернизации производства судовых высокооборотных дизелей рассматриваемых типов.

Анализ размерной цепи, выполненный по существующей конструкторской и технологической документации, показал:

1. Линейные размеры блока цилиндров, связывающие оси расточек под втулки цилиндров (A_3, A_4, A_5, A_6 и A_{20}), проставлены цепочкой, а линейные размеры коленчатого вала – ступенчато, от базовой установочной коренной шейки Б (A_{14}, A_{15}, A_{18} и т.д.) - рисунок 1;
2. Линейные размеры, связывающие оси цилиндров и соответствующие коренные и шатунные шейки у коленчатого вала не имеют единой базы, вследствие чего возникают дополнительные погрешности;
3. Для исключения дополнительных погрешностей необходимо изменить как схему базирования, так и простановку размеров.

В связи с этим за базовую была принята ось пятого цилиндра и соответствующая указанной оси пятая шатунная шейка и проставлены новые размеры, обозначенные на рисунке 1 через *B*.

На рисунках 2 и 3 представлены размерные цепи разработанные при существующей (рис. 2 - *а ,б, в, г.*) и новой (рис. 3 - *а ,б, в, г.*) простановке размеров для двух крайних цилиндров: 1-го (*а* и *в)*и 6-го (*б* и *г*) соответственно. Когда ось симметрии поршневой головки шатуна занимает по отношению к оси поршня крайнее правое положение и вектор смещения $\vec{A}_{\Delta}$ направлен вправо (*а*) и наоборот когда ось симметрии поршневой головки шатуна занимает крайнее левое положение (*в*) и вектор смещения $\overleftarrow{A}_{\Delta}$ направлен влево. Количество составляющих размерную цепь звеньев, в зависимости от того для какого цилиндра решается задача определения смещения A_{Δ}, будет различной. Как видно из рисунка 3 правильный выбор базы и более технологичная простановка размеров у блока цилиндров и коленчатого вала позволяет уменьшить количество составляющих размерную цепь звеньев, что естественно приводит к сокращению нежелательных дополнительных погрешностей.

В размерной цепи необходимо учесть также температурные напряжения, возникающие в деталях при работе дизеля, под действием которых отмечаются линейные расширения блока цилиндров и коленчатого вала. Последние изготовлены из различных материалов, имеют различные рабочие температуры и различные коэффициенты линейного расширения. Так, рабочая температура коленчатого вала была принята равной температуре моторного масла в дизеле – 350÷370К, при коэффициенте линейного расширения 10×10^{-6}, град$^{-1}$. Рабочая температура блока цилиндров принятая равной температуре охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения составляет 380К при коэффициенте линейного расширения $\approx 10\times10^{-6}$, град$^{-1}$.

Результаты расчётов температурных деформаций линейных размеров ΔA_t блока цилиндров и коленчатого вала для 6-ти цилиндрового дизеля приведены в таблице 1.

Таблица 1–Значения температурных деформаций ΔA_t блока цилиндров и коленчатого вала

Цилиндры	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
ΔA_t для блока - цилиндров, мм	0.45	0.34	0.19	0.07	0.07	0.19
ΔA_t для коленчатого вала, мм	0.3	0.23	0.13	0.05	0.05	0.13
ΔA_t – для размерной цепи, мм	0.15	0.11	0.06	0.02	0.02	0.06

Различия ΔA_t для блока – цилиндров и коленчатого вала, обуславливает отличие изменения линейных размеров для размерной цепи.

Уравнение размерной цепи, определяющее смещение оси симметрии поршневой головки шатуна относительно оси поршня, представленной на рисунке 2 *а,б,в,г,* можно получить в следующем виде:

$$A_{\Delta}^{П1} = A_1 + A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6 - A_7 - A_8 - A_9 - A_{10} + A_{11} - A_{12} - A_{13} + A_{14} + A_{15} - A_{16} - A_{17} - \Delta A_t; \quad (1)$$

$$A_{\Delta}^{Л1} = A_1 + A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6 + A_7 + A_8 + A_9 + A_{10} - A_{11} - A_{13} + A_{14} + A_{15} - A_{16} - A_{17} - \Delta A_t; \quad (2)$$

$$A_{\Delta}^{П6} = A_1 + A_2 + A_{20} - A_7 - A_8 - A_9 - A_{10} + A_{11} + A_{19} - A_{18} - A_{16} - A_{17} + \Delta A_t; \quad (3)$$

$$A_{\Delta}^{Л6} = A_1 + A_2 + A_{20} + A_7 + A_8 + A_9 + A_{10} - A_{11} + A_{12} + A_{19} - A_{18} - A_{17} - \Delta A_t; \quad (4)$$

где A_1 и A_2 – глубина выточки в блоке цилиндров под упорные полукольца и

размер от нее до оси расточки под пятый цилиндр;

A_3, A_4, A_5, A_6 – межосевые расстояния в блоке цилиндров между осями отверстий цилиндров: 4-5 (143мм); 3-4 (114мм); 2-3 (143мм); 1-2 (114мм);

A_7 – биение наружных посадочных поясков втулки цилиндров относительно оси внутренней поверхности;

A_8 – смещение осей поршневой и кривошипной головок шатуна;

A_9 – суммарное отклонение формы и расположения поверхностей:

A_9^1 - пересечение осей отверстий в головках шатуна;

A_9^2 - пересечение осей шатунной и коренной шеек коленчатого вала;

A_9^3 - перекрещивание осей шатунной и коренной шеек коленчатого вала;

A_9^4 и A_9^5 - конусообразность отверстия кривошипной головки и шатунной шейки коленчатого вала;

A_{10} – неперпендикулярность оси втулки цилиндров к оси коленчатого вала;

A_{11} и A_{12} – половина ширины кривошипной головки шатуна и ширина шатунной шейки коленчатого вала;

A_{13} – толщина щеки коленчатого вала;

A_{14} – расстояние от наружного торца щеки рассматриваемой шатунной шейки коленчатого вала до внутреннего торца щеки базовой коренной шейки;

A_{15} – ширина базовой коренной шейки коленчатого вала;

A_{16} – зазор между торцами полукольца и щеки коленчатого вала при крайнем его правом положении;

A_{17} – толщина упорного полукольца;

A_{18} – расстояние от внутреннего торца щеки базовой коренной шейки до наружного торца щеки в шатунной шейке коленчатого вала;

A_{19} – толщина щеки коленчатого вала;

A_{20} – межосевое расстояние в блоке цилиндров между осями отверстий 5 и 6 цилиндров.

Уравнение размерной цепи (1), (2), (3), (4) можно решить относительно максимального и минимального значения замыкающего звена A_Δ - смещения оси симметрии поршневой головки шатуна относительно оси поршня вправо или влево вдоль оси поршневого пальца, путем записи их в декартовой системе координат для замены векторов погрешностей на их проекции на плоскость проходящую через ось коленчатого вала.

Решение уравнений в размерной цепи в декартовой системе координат и расчет смещения оси поршневой головки шатуна относительно оси поршня, выполненный методом max – min с учетом температурных изменений, позволил получить результаты представленные в таблице 2.

Таблица 2 – Величины смещения оси поршневой головки шатуна относительно оси поршня, мм.

Размерная цепь	Расположение A_Δ	Цилиндры					
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
Рисунок 2 (существующая)	$\vec{A}_\Delta$	1.623	1.478	1.399	1.252	0.856	1.401
	$\overleftarrow{A}_\Delta$	1.351	1.316	1.278	0.792	1.136	1.194
Рисунок 3 (предлагаемая)	$\vec{A}_\Delta$	1.059	1.059	1.059	1.019	0.961	1.066
	$\overleftarrow{A}_\Delta$	0.939	0.939	0.939	0.979	0.853	1.08

Как видно из таблицы переход на единицу конструкторско-технологическую базу для блока цилиндров и коленчатого вала позволяет уменьшить максимальную величину смещения A_Δ на 0.564мм.

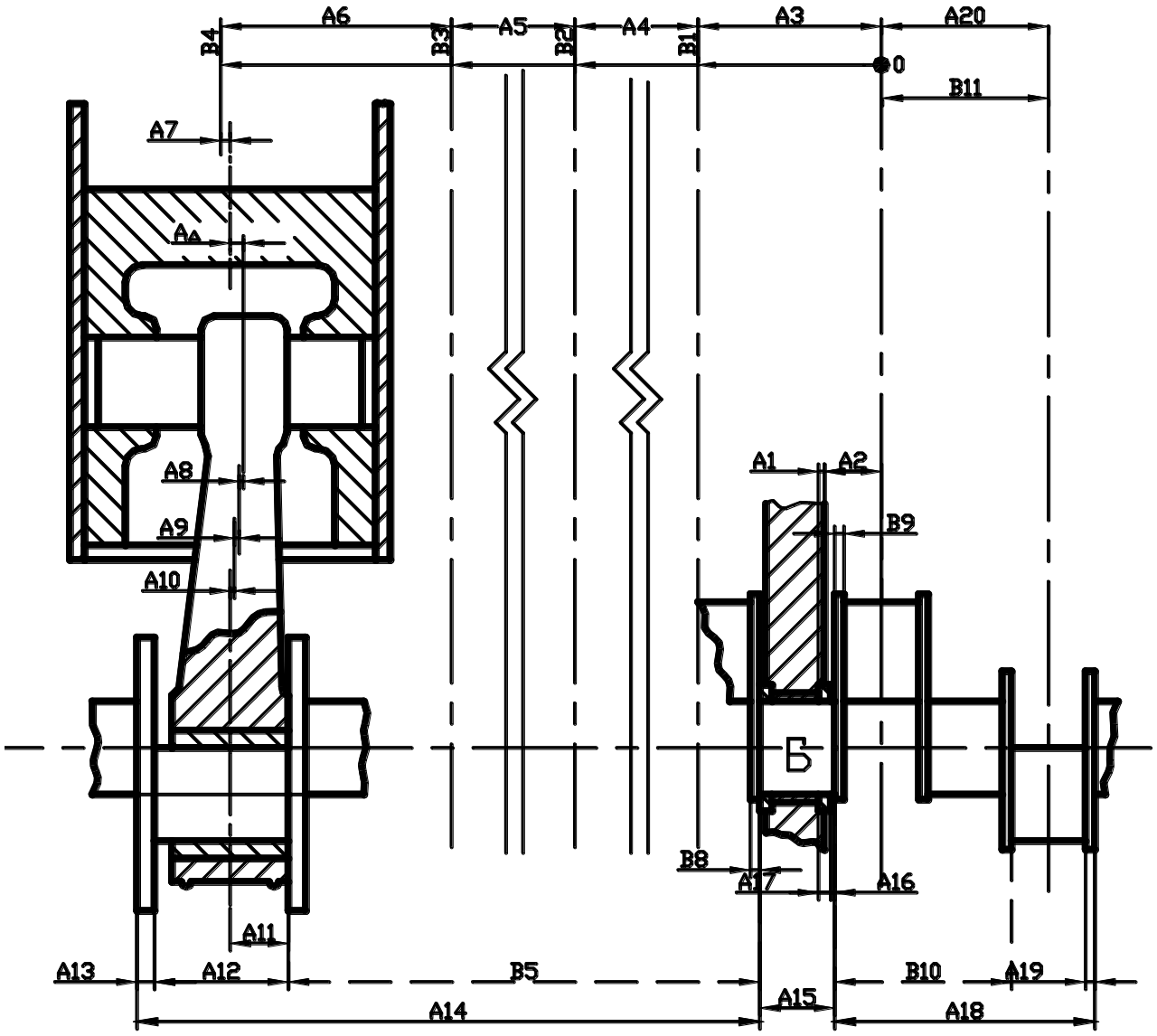


Рис. 1. Размерные связи КШМ, определяющие смешение оси симметрии поршневой головки шатуна относительно оси поршня

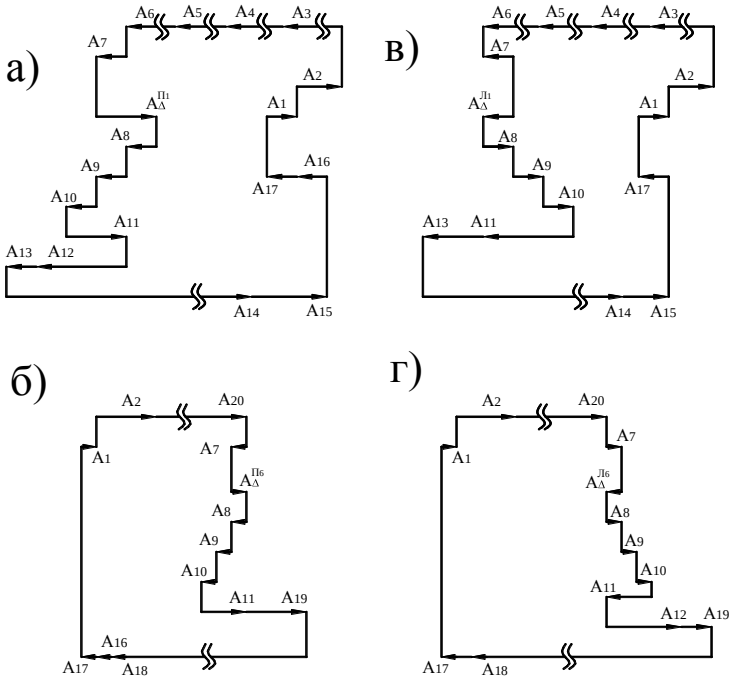


Рис. 2. Размерные цепи, определяющие величину осевого смещения поршневой головки, шатуна относительно оси поршня при существующей простановке размеров

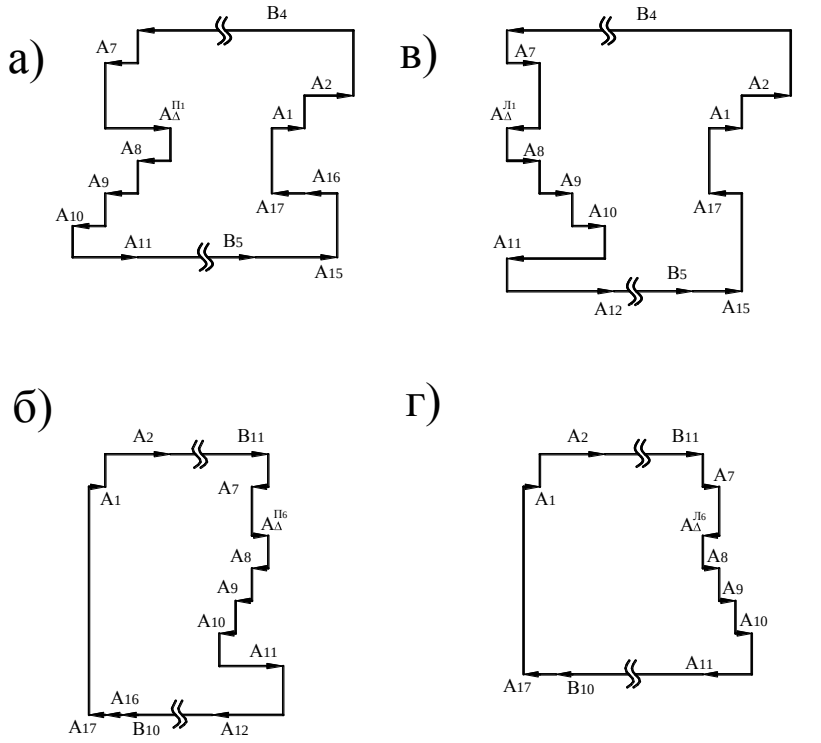


Рис. 3. Размерные цепи, определяющие величину осевого смещения поршневой головки, шатуна относительно оси поршня по предлагаемой простановке размеров.

Библиографический список:

1. Булатов В.П., Бочкарёв В.Н., Рохлин А.Г. Анализ точности изготовления поршневых пальцев судовых дизелей типа Ч8,5/11 //Двигателестроение. 1980. С. 40–42.

2. Аливагабов М.М. Двигатели спасательных шлюпок и катеров - Л.: «Судостроение», 1980. 224 с.

3. Семенов Б.Н., Павлов Е.П., Копцев В.П. Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности –Л.:«Машиностроение- Ленинградское отделение», 1990.263с