

МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ОДИНАКОВОГО ХОДА ПОРШНЕЙ V-ОБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

А.П. Маслов, к.т.н., гл. специалист,
ГСКБД ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», г. Челябинск
М.В. Левцов, студент
ЮурГУ (НИУ) г. Челябинск

Выполнен графический и аналитический анализ возможности и условий, при которых возможна реализация одинакового хода главных и прицепных поршней V-образных двигателей с прицепными шатунами для нормальной и дезаксиальной схем КШМ. Показана высокая сходимости результатов аналитических расчетов ходов поршней, выполненных для виртуальных двигателей размерности $D/S = 10/12$; $15/16$ и $15/18$ с ходом поршней реальных двигателей такой же размерности.

Введение

В конструкциях различных ДВС применение схемы кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном имеет довольно широкое распространение для достижения большей мощности за счет большего количества цилиндров при меньших габаритных размерах и весе двигателя в целом. Известно, что при решении задачи по достижению одинакового хода главного и прицепного поршней могут быть решены проблемы по обеспечению равномерной нагрузки и тепловой напряженности деталей двигателя, снижению вибрации и улучшению уравнивания.

К основным проблемам применения схемы КШМ с прицепными шатунами можно отнести сформированное мнение о том, что одинаковый ход поршней обеспечить невозможно, однако это не так.

В 1933 г. доктор технических наук, профессор И.Ш. Нейман опубликовал свою книгу «Динамика и расчет на прочность авиационных моторов» [1], в которой сформулировал условия, при которых возможно достижение одинакового хода главного и прицепного поршней V-образного двигателя.

Экскурс в историю

В 2020 году отмечается 100-летний юбилей начала развития танковой промышленности в СССР. Следует отметить, что руководство страны уделяло большое внимание развитию двигателестроения и в частности танковой отрасли. Достаточно отметить, что в страны Западной



Европы и США направлялись на стажировку молодые специалисты — будущие руководители крупных предприятий.

Одним из таких специалистов был инженер К.Ф. Челпан, который в 1928–1929 гг. проходил стажировку на заводах Германии, Швейцарии и Англии. По возвращении из командировки он возглавил дизельный отдел Харьковского паровозного завода (ХПЗ), где в этот период создается отдельная конструкторская группа под руководством Я.Е. Вихмана, занимающаяся изучением проблем, связанных с созданием быстроходных танковых дизелей. В марте 1935 г. Постановлением ЦИК СССР за создание новых мощных современных конструкций машин, в том числе танкового дизеля БД-2, завод был награжден орденом В.И. Ленина. Этим орденом были награждены директор завода И.П. Бондаренко, начальник дизельного отдела К.Ф. Челпан, а также непосредственный руководитель работ Я. Е. Вихман. Однако развитие дальнейших работ по созданию и совершенствованию дизеля БД-2 тормозились из-за технических проблем и отсутствия опыта. Об этих проблемах в марте 1937 г. К.Ф. Челпан доложил на партийном собрании отдела и заявил о необходимости оказания технической поддержки с привлечением специалистов авиационной промышленности. Для доводки дизеля нарком авиационной промышленности командировал на завод специалистов ЦИАМа, которые внесли более 2000 различных изменений в конструкцию. Однако по ложному доносу К.Ф. Челпан был отстранен от должности и впоследствии расстрелян [2].

Как известно, с 1930 г. И.Ш. Нейман работал начальником расчетного отдела в центральном институте авиационного моторостроения (ЦИАМ). Можно предположить, что о проблемах ХПЗ по совершенствованию дизеля БД-2 И.Ш. Нейман знал, поэтому возникает вопрос: «Почему при создании двигателя БД-2 не были использованы его рекомендации по обеспечению одинакового хода поршней в КШМ с прицепными шатунами», обоснованные в его книге, изданной в 1933 г.

К сожалению, недостатки, заложенные в конструкцию КШМ дизеля БД-2 (впоследствии В-2) не устранены до настоящего времени. Следует отметить, что дальнейшие работы по совершенствованию дизелей этого типа выполнялись за счет различных цикловых подач топлива по блокам цилиндров. Так, в 2017 г. в работе [3] были опубликованы результаты исследований по совершенствованию рабочего процесса дизеля ЧН15/16 за счет корректировки механизма газораспределения и организации различных цикловых подач топлива в цилиндры двигателя с целью снижения негативного влияния различного хода главного и прицепного поршней. По нашему мнению, эту проблему целесообразно решать за счет организации одинакового хода поршней в соответствии с рекомендациями И.Ш. Неймана [1].

В данной статье представлены результаты графоаналитического построения КШМ виртуального двигателя размерности 10/12, основанные на аналитических расчетах и рекомендациях, представленных в работах И.Ш. Неймана, И.А. Биргера, М.Т. Бортникова, по обеспечению одинакового хода главного и прицепного поршней [4, 5].

Кроме этого, были выполнены следующие работы:

- анализ КШМ с прицепным шатуном двигателей размерности 15/18 и 15/16 производства ЧТЗ для случая, когда угол развала цилиндров не равен углу между осями главного шатуна и осью серьги прицепного шатуна;

- анализ КШМ с прицепным шатуном виртуальных двигателей размерности 15/18 и 15/16 для случая, когда угол развала цилиндров равен углу между осями главного шатуна и осью серьги прицепного шатуна.

Результаты графоаналитических исследований по обеспечению одинакового хода поршней в двигателях с прицепными шатунами, представленные в работах [6–8], целесообразно сравнить с результатами расчетных исследований виртуального двигателя размерности 10/12 с прицепными шатунами, выполненных с использованием аналитических зависимостей, представленных в работах [1, 4, 5].

Как отмечено в работе [1], КШМ, у которого ось цилиндра пересекается с осью коленчатого вала, называется нормальным, в остальных случаях КШМ называется дезаксиальным. Представленный в работах [1, 4, 5] анализ кинематики механизма с прицепными шатунами показывает возможность достижения одинакового хода главного и прицепного поршней при условии равенства значений угла развала цилиндров (γ) и угла (γ_1) между осью главного шатуна и линией, проходящей через оси шатунной шейки и серьги прицепного шатуна. Как отмечено в указанных работах, более точная корректировка для достижения одинакового хода поршней может быть обеспечена за счет согласования следующих размеров: r — расстояние от оси шатунной шейки до оси серьги прицепного шатуна, а также размера l — длины прицепного шатуна.

Расчетные зависимости согласования размеров r и l , представленные в работе [1], выбираются из условия получения одинаковой степени сжатия (хода поршней) и определяются с использованием следующего приближенного уравнения:

$$l^2 = L^2 + r^2 - 2Lr\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \gamma}. \quad (1)$$

Расчетный анализ

С целью достижения сходимости результатов расчетных исследований, представленных в работах [1, 4, 5], с результатами расчетов, представленных в работах [6–8], целесообразно выполнить графический и аналитический анализ схемы КШМ виртуального V-образного двигателя размерности 10/12 по изложенным в этих работах методикам.

На рис. 1 и 2 представлены кинематические схемы главного и прицепного поршней V-образного двигателя, изложенные в работах [6, 7, 8], как для нормального, так и для дезаксиального КШМ.

Ход главного поршня в работе [1] представлен уравнением вида

$$S_{gp} = R \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right], \quad (2)$$

где S_{gp} — перемещение поршня в главном цилиндре; α — угол поворота кривошипа от оси главного цилиндра; R — радиус кривошипа коленчатого вала; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Результаты расчета S_{gp} по формуле (2) приведены в табл. 2.

Ход главного поршня в работе [4, 5] представлен уравнением в виде

$$S_{gp} = (R + L) - R \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right), \quad (3)$$

где S_{gp} — перемещение поршня в главном ци-

линдре; α — угол поворота кривошипа от оси главного цилиндра; R — радиус кривошипа коленчатого вала; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; L — длина главного шатуна (результаты расчета см. в табл. 2).

Ход главного поршня в работах [6, 8] представлен в виде

$$S_{gp} = (L + \sqrt{R^2 - e^2}) - (L - \sqrt{R^2 - e^2}), \quad (4)$$

где S_{gp} — перемещение поршня в главном цилиндре; R — радиус кривошипа коленчатого вала; L — длина главного шатуна; e — дезаксаж (см. табл. 2).

Ход прицепного поршня в работе [1] представлен следующим выражением:

$$S_{pp} = [S_{o1} - (r + l) + 0,25(\lambda^2 r + \lambda_1^2 l)] - R[\cos \alpha_1 + 0,25F \cos 2(\alpha_1 - \theta)], \quad (5)$$

где S_{pp} — перемещение поршня в боковом цилиндре; α_1 — угол поворота кривошипа от оси главного цилиндра; R — радиус кривошипа коленчатого вала; r — расстояние от оси пальца прицепного шатуна до оси подшипника кривошипной головки главного шатуна; λ — отношение длины радиуса кривошипа к длине шатуна; λ_1 — произведение отношения длины радиуса кривошипа к длине шатуна на отношение расстояния оси пальца бокового цилиндра от оси подшипника кривошипной головки главного шатуна к длине прицепного шатуна; l — длина прицепного шатуна; S_{o1} — расстояние от оси пальца поршня бокового цилиндра до оси коленчатого вала при нахождении поршня в ВМТ.

Необходимые для расчета вспомогательные углы и коэффициенты позволяют с достаточной для практики точностью получать приближенные уравнения, приведенные в [1].

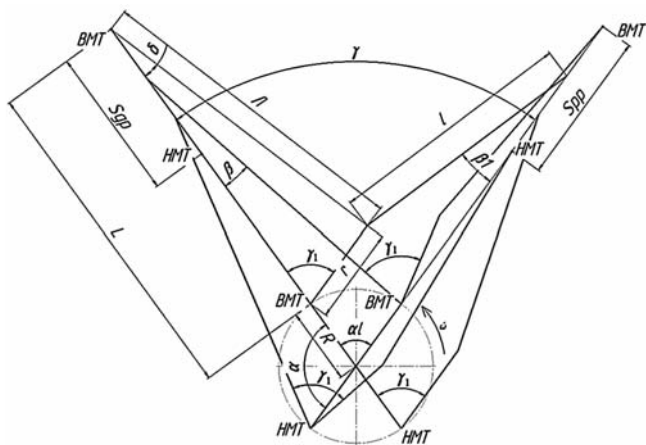


Рис. 1. Схема расположения элементов нормального КШМ при положении главного и прицепного поршней в ВМТ и НМТ

Вспомогательный угол θ определяется из уравнения (смотри обозначения на рис. 1 и 2)

$$\operatorname{tg}(\theta) = \frac{\frac{L^2}{rl} (\sin 2\delta - \sin 2\gamma)}{\frac{L^2}{rl} (\cos 2\delta - \cos 2\gamma)}. \quad (6)$$

Коэффициент F определяется по формуле

$$F = \lambda \frac{r}{L} \frac{\frac{L^2}{rl} \cos 2\delta + \cos 2\gamma}{\cos \theta}. \quad (7)$$

Ход прицепного поршня в работах [4, 5] представлен следующим выражением:

$$S_{pp} = R \times [\cos \alpha_{11} - \cos \alpha_{12} + 0,25F [\cos(2\alpha_{11} - \theta) - \cos(2\alpha_{12} - \theta)]], \quad (8)$$

где S_{pp} — перемещение поршня в боковом цилиндре; R — радиус кривошипа коленчатого вала; θ — вспомогательный угол, определяемый из уравнения

$$\operatorname{tg}(\theta) = \frac{\frac{L^2}{rl} (\sin 2\delta - \sin 2\gamma)}{\frac{L^2}{rl} (\cos 2\delta + \cos 2\gamma)}; \quad (9)$$

F — коэффициент определяется по формуле

$$F = \lambda \frac{r}{L} \frac{\frac{L^2}{rl} \cos 2\delta + \cos 2\gamma}{\cos \theta}; \quad (10)$$

α_{11} и α_{12} рассчитываются по формулам $\alpha_{11} = \delta$ и $\alpha_{12} = \delta + 180$.

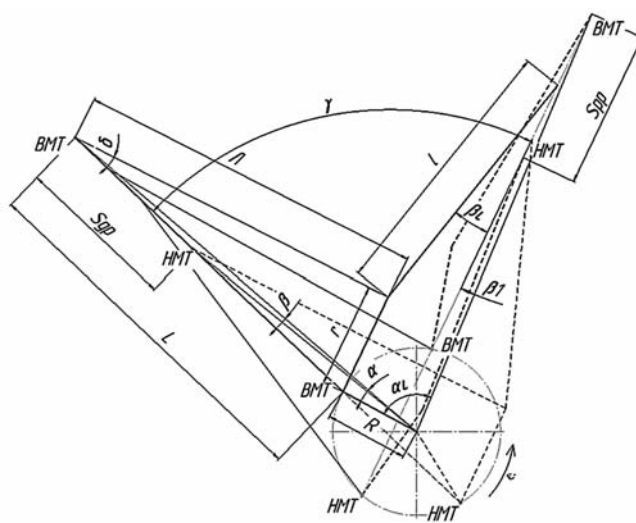


Рис. 2. Схема расположения элементов дезаксимального КШМ при положении главного и прицепного поршней в ВМТ и НМТ

Ход прицепного поршня в работах [6, 8] представлен следующим выражением:

$$S_{pp} = \left(l \cos \beta_{11} + \sqrt{r^2 - (l \sin \beta_{11})^2} + \sqrt{R^2 - e^2} \right) - \left(l \cos \beta_{12} + \sqrt{r^2 - (l \sin \beta_{11})^2} - \sqrt{R^2 - e^2} \right), \quad (11)$$

где S_{pp} — перемещение поршня в боковом цилиндре; R — радиус кривошипа коленчатого вала; r — расстояние оси пальца прицепного шатуна от оси подшипника кривошипной головки главного шатуна; l — длина прицепного шатуна; e — дезаксаж; β_{11} — угол отклонения оси прицепного шатуна от оси движения поршня в ВМТ; β_{12} — угол отклонения оси прицепного шатуна от оси движения поршня в НМТ.

Геометрические размеры КШМ и сравнительные результаты графоаналитического анализа для обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней показаны в табл. 1.

Алгоритм геометрического анализа возможности обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней, выполненный с использованием графического интерфейса «Компас», представлен следующим образом.

1. Определение хода главного поршня:

— из центра окружности с диаметром, равным ходу поршня (например 12, 18 или 16 см), проводятся оси цилиндров под углом, например, 126 и 54, 120 и 60 градусов — соответственно угол развала цилиндров 72 и 60 град;

— из точек пересечения оси цилиндра главного поршня с окружностью проводятся линии, равные межосевому расстоянию главного шатуна (например 264 и 320 мм);

Таблица 1

Некоторые технические параметры КШМ и двигателя

№ п/п	Технические параметры деталей анализируемых двигателей			
	1	Размерность и тип двигателя, двигатель реальный	—	15/18*
2	Размерность и тип двигателя, двигатель виртуальный	10/12	15/18	15/16
3	Межосевое расстояние осей главного шатуна, мм	264	320*	320*
4	Межосевое расстояние осей прицепного шатуна, мм	194	238,4*	222,34*
5	Межосевое расстояние осей серьги главного шатуна, мм	75	82*	98*
6	Угол развала цилиндров γ , град	72	60	60
7	Угол между осью главного шатуна и осью серьги главного шатуна γ_1 , град	—	67*	66*
		72	60	60

Примечание: (XX) — параметры виртуального двигателя; (XX)* — параметр реальных двигателей производства ЧТЗ. (XX) — равенство заштрихованных параметров — условие обеспечения одинакового хода поршней.

— разница расстояний между концами этих линий будет равна ходу главного поршня.

2. Определение хода прицепного поршня:

— из точек пересечения оси цилиндра прицепного поршня с окружностью, равной ходу главного поршня, на ось цилиндра главного поршня проводятся линии, равные межосевому расстоянию главного шатуна (концы этих линий указывают места расположения главного поршня при положении прицепного поршня в ВМТ и НМТ);

— из точек пересечения оси цилиндра прицепного поршня с окружностью, равной ходу глав-

Таблица 2

Сравнение ходов поршней, выполненных по результатам расчетов и графических построений

	Перемещение поршня в главном цилиндре, мм	Перемещение поршня в боковом цилиндре, мм	Разница хода поршней, мм
По И.Ш. Нейману виртуальный двигатель размерностью 10/12, при $\gamma_1 = \gamma$	120	117,6	2,4
По И.А. Биргеру, М.Т. Бортникову виртуальный двигатель размерностью 10/12, при $\gamma_1 = \gamma$	119,638	119,579	0,059
Виртуальный, дезаксиальный двигатель размерностью 10/12, при $\gamma_1 = \gamma$	Расчет — 115,927 117,81 — геом.	Расчет — 116,661 116,93 — геом.	0,734 1,3 — геом.
Виртуальный двигатель размерностью 15/18 с нормальным КШМ, при $\gamma_1 = \gamma$	Расчет — 180 180 — геом.	Расчет — 180,985 180 — геом.	0,985 0,0 — геом.
Реальный двигатель размерностью 15/18 с нормальным КШМ, при $\gamma_1 \neq \gamma^*$	Расчет — 180 180 — произв. 180 — геом.	Расчет — 186,984 186,7 — произв. 186,49 — геом.	6,984 6,7 — произв. 6,49 — геом.
Виртуальный двигатель размерностью 15/16 с нормальным КШМ, при $\gamma_1 = \gamma$	Расчет — 160 160 — геом.	Расчет — 160,801 160 — геом.	0,801 0,0 — геом.
Реальный двигатель размерностью 15/16 с нормальным КШМ, при $\gamma_1 \neq \gamma^*$	160 — произв. 160 — геом.	166,6 — произв. 166,34 — геом.	6,6 — произв. 6,34 — геом.

Примечание: (XX) — результаты расчетных исследований; геом. — результаты, полученные путем геометрического анализа; произв. — результаты, полученные на реальных двигателях.

ного поршня, под углом 72, 67, 66 или 60 градусов проводятся линии, характеризующие длину серьги и равные соответственно 75, 82 или 98 мм;

— из конечной точки линии, характеризующей длину серьги, на ось цилиндра прицепного шатуна накладывается линия, равная межосевому расстоянию осей прицепного шатуна (например, 194, 238,4 или 222,34 мм);

— разница расстояний между концами этих линий (расположенных на оси цилиндра прицепного шатуна) будет равна ходу прицепного поршня.

Расчетные значения хода поршней, которые были получены для виртуального двигателя размерностью 10/12 с применением дезаксиального КШМ, имеют меньшие значения, поскольку оси цилиндров не проходят через центр оси коленчатого вала.

Анализ результатов расчетов и графических построений, представленных в табл. 2, показывает, что наибольшая разница в перемещении поршней наблюдается у двигателя типа В-2 с нормальным КШМ и с разными углами при γ_1 , γ . Конструкция такого КШМ была использована в двигателях для танка Т-34 и других модификациях, адаптированных в МТО различных гусеничных шасси.

Выводы

1. Представленные в табл. 2 результаты расчетных исследований подтверждают справедливость утверждений И.Ш. Неймана о возможности обеспечения одинакового хода поршня как для нормального, так и дезаксиального КШМ.

2. Конструкция КШМ V-образного двигателя с прицепным шатуном, обеспечивающая равенство хода поршней во всех цилиндрах, позволяет значительно повысить технико-экономические показатели дизеля, упростить процесс регулиро-

вания нагрузки и частоты вращения, улучшить условия уравнивания, снизить уровень шума и вибрации.

Литература

1. *Нейман И.Ш.* Динамика и расчет на прочность авиационных моторов: справочник. Ч. 1. Кинематика и динамика авиационных моторов. ОНТИ НКТП СССР. Москва–Ленинград: Государственное авиационное автотракторное издательство. 1933. С. 20–22.
2. *Комаров Л.С.* Россия танков не имела. Челябинск, 1994.
3. *Лысов И.О., Камалдинов В.Г.* Особенности регулирования форсированного транспортного дизеля с кривошипно-шатунным механизмом с прицепным шатуном // *Двигателестроение*. 2017. № 4 (270). С. 8–12.
4. *Биргер И.А и др.* Авиационные поршневые двигатели. Кинематика, динамика и расчет на прочность: пособие для инженеров. Москва: Государственное издательство оборонной промышленности. 1950. С. 17–44.
5. *Бортников М.Т. и др.* Авиационные двигатели: сборник справочных материалов; под ред. М.А. Левина и Г.В. Сеничкина. Москва: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы. 1951. С. 29–31.
6. *Маслов А.П., Левцов М.В.* Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // *Двигателестроение*. 2019. № 3 (277). С. 27–30.
7. *Маслов А.П., Левцов М.В.* Анализ действующих сил в КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // *Двигателестроение*. 2020. № 1 (279). С. 26–29.
8. *Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В.* Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода поршней V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами // *Двигателестроение*. 2020. № 2 (280). С. 3–8.