

А.С. ВОЛКОВ,
инженер (МАИ, Москва),
В.Г. КУЛЬЧИХИН,
канд. техн. наук («Тюмен-
ские
моторостроители»,
Тюмень)

Подход к решению задачи уравнивания бесшатунной кинематической схемы С.С. Баландина путем применения новой схемы с вильчатым штоком

Рассматривается проблема неуравновешенности бесшатунной схемы С.С. Баландина. Предлагается вариант полного уравнивания с использованием разработанной схемы с вильчатым штоком. Описывается опыт разработки экспериментального образца, выполненного по новой схеме с использованием вильчатого штока.

Преимущества двигателя, выполненного по бесшатунной схеме С.С. Баландина. Бесшатунный механизм первоначально был применен С.С. Баландиным в 1935 – 1936 гг. в паровых машинах и позднее, в 1937 – 1951 гг., в создававшихся под его руководством двигателях внутреннего сгорания авиационного типа.

Схема силового механизма, кинематика, динамика и компоновка бесшатунных поршневых двигателей имеют ряд принципиальных отличий от двигателей с кривошипно-шатунным механизмом.

Бесшатунный механизм позволяет конструктивно просто осуществлять при малых габаритах и высокой быстроходности двигателей двусторонний рабочий процесс в цилиндрах и получать вследствие этого почти удвоенную литровую и габаритную мощность.

Этот же механизм дает возможность иметь в двигателях при использовании цилиндров двойного действия эффективную систему охлаждения поршней с принудительной циркуляцией масла по замкнутому контуру, способную обеспечивать надежное охлаждение даже при высокой степени форсирования двигателей по числам оборотов и наддуву, дозированную по режимам работы двигателей подачу масла для смазки поршневых колец и длительную работоспособность цилиндропоршневой группы в результате.

При бесшатунном механизме полностью исключается трение поршней о стенки цилиндров и значительно снижаются нагрузки и трение в кинематических парах механизма на единицу развиваемой мощности. Благодаря этому у бесшатунных двигателей по сравнению с аналогичными кривошипно-шатунными в несколько раз уменьшаются суммарные потери мощности на трение, значительно увеличивается механический коэффициент полезного действия

(кпд $\eta_m = 0,93 \dots 0,96$), повышаются экономичность, надежность и создаются благоприятные условия для увеличения моторесурса двигателей и дальнейшего их форсирования по наддуву, числам оборотов и средней скорости поршня*.

Кинематическая схема и описание работы бесшатунного механизма С.С. Баландина. Основными элементами бесшатунного механизма являются (рис. 1)

поршневые штоки 1 с поршнями и ползунами 2, направляющие ползунов, промежуточное звено CAB , совершающее сложное движение, кривошипы OC и $O'C'$, вращающиеся относительно оси OO' с угловой скоростью ω , и синхронизирующий вал 5.

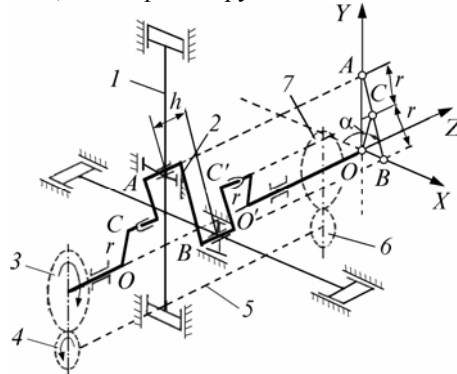


Рис. 1. Конструктивный вариант бесшатунного механизма

Шейки A и B колен, аналогичные по конструкции шатунным шейкам, соединены посредством подшипников с серединами поршневых штоков 1 (условимся называть эти шейки штоковыми). Коленки расположены в одной плоскости противоположно одно другому.

Штоковые шейки совершают вместе со штоками 1 возвратно-поступательное движение по осям соответствующих цилиндров и одновременно с этим вращаются относительно своей оси с угловой скоростью $\omega_c = -\omega$.

Концевые опорные шейки C и C' , аналогичные по конструкции коренным шейкам коленчатых валов кривошипно-шатунных двигателей, находятся соответственно в подшипниках C и C' переднего и заднего кривошипов OC и $O'C'$, вращающихся относительно оси OO' . Опорные шейки одновременно с вращением вокруг своей оси с угловой скоростью ω_c совершают круговое движение относительно оси OO' вместе с подшипниками C , C' и таким образом осуществляют вращение кривошипов OC и $O'C'$, нагружаемых полезным крутящим моментом.

Для предупреждения перекоса и заклинивания опорных шеек коленчатого вала в подшипниках кривошипов применен синхронизирующий вал 5, связанный с обоими кривошипами OC и $O'C'$ посредством шестерен 4, 3, 6, 7. Одновременно с этим синхронизирующий вал

* Баландин С.С. Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1972. 176 с.

5 передает крутящий момент от свободного кривошипа к кривошипу, непосредственно связанному с потребителем мощности, и таким образом частично разгружает коленчатый вал САВ.

Проблема неуравновешенности бесшатунной схемы С.С. Баландина. Наряду со многими преимуществами бесшатунной схемы имеются и недостатки. Проблема данной схемы состоит в том, что возникают изгибающие моменты, влияющие на внешнюю уравновешенность. Рассмотрим кинематику и динамику механизма.

Ускорения поступательно движущихся масс механизма $J_i = f(\alpha)$ определяются формулами:

$$J_y = \frac{d}{dt} V, \quad J_y = 2r\omega^2 \cos(\alpha); \quad (1)$$

$$J_x = \frac{d}{dt} V, \quad J_x = 2r\omega^2 \sin(\alpha), \quad (2)$$

где J_y, J_x – ускорение поступательно движущихся масс в вертикальной и горизонтальной паре цилиндров соответственно [1]; r – радиус кривошипа OC и длина элементов CA и BC звена CAB , м; α – угол поворота кривошипа от его начального положения, град.; ω – угловая скорость вращения кривошипа, c^{-1} .

На рис. 2 приведены кривые изменения ускорений поступательно движущихся масс в зависимости от угла поворота кривошипа, выраженные безразмерной величиной J_i .

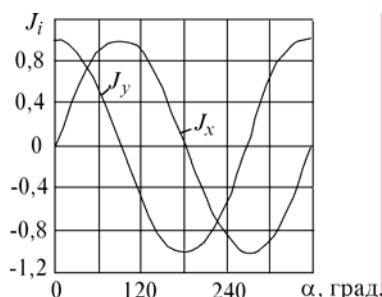


Рис. 2. Зависимость ускорения поршня от угла поворота кривошипа

Рассмотрим, как ведут себя силы и моменты инерции в бесшатунной схеме (рис. 3). Силы инерции P_y и P_x получаются перемножением массы деталей, участвующих в движении, на ускорение (1), (2). Для данной бесшатунной схемы рассматривается уравнивание только сил инерции первого порядка, как наиболее влияющих на неуравновешенность схемы:

$$P_y = -MJ_y; \quad P_x = -MJ_x, \quad (3)$$

где M – суммарная масса поступательно движущихся масс.



Рис. 3. Расположение сил и моментов инерции

Изгибающие моменты образуются из-за разнесенных инерционных сил относительно центра масс. Чем больше длина нормали, опущенной из точки центра масс на линию действия инерционной силы, тем больше изгибающий момент, и наоборот:

$$M_y = P_y a; \quad M_x = P_x b, \quad (4)$$

где a, b – расстояния от сил инерции до центра масс.

Уравновесить такую схему можно используя дополнительные грузы и уравнивающие валы, что ведет к усложнению конструкции и увеличению массы двигателя.

Разработанная бесшатунная схема с вильчатым штоком. При рассмотрении возможности уравнивания сил инерции было найдено решение, которое позволяет облегчить этот процесс. Итак, если сместить инерционные силы P_y, P_x в центр масс двигателя (рис. 4), то полностью избавимся от изгибающих моментов.



Рис. 4. Смещение инерционных сил в центр масс

Чтобы уравновесить силы инерции P_y и P_x , сложим их по правилу параллелограмма. Получим суммарную силу P . Силы инерции P_y и P_x изменяются от угла поворота кривошипа, а суммарная сила P остается постоянной – это особенность данной кинематической схемы:

$$P_{jy}(\alpha) = Mr\omega^2 \cos(\alpha); \quad P_{jx}(\alpha) = Mr\omega^2 \sin(\alpha);$$

$$P(\alpha) = \sqrt{P_{jy}(\alpha)^2 + P_{jx}(\alpha)^2},$$

где $P_{jy}(\alpha), P_{jx}(\alpha)$ – инерционные силы, действующие вдоль оси вертикальной и горизонтальной пары цилиндров соответственно.

На рис. 5 приведены зависимости изменения сил инерции от угла поворота коленчатого вала, рассчитанные для экспериментального образца, выполненного по новой схеме с вильчатым штоком. Из графика видно, что суммарная сила не изменяется от угла поворота. Благодаря этому появляется возможность уравни-

вания суммарной силы при помощи противовесов, установленных на кривошипах.

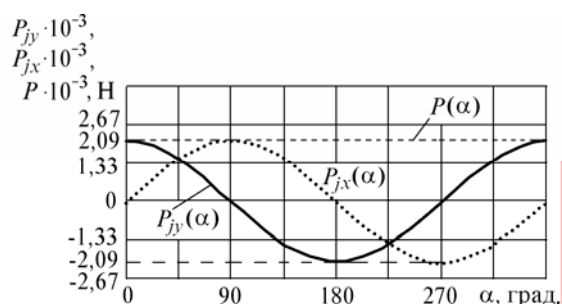


Рис. 5. Зависимость сил инерции от угла поворота коленчатого вала

Для исключения изгибающих моментов была разработана схема с вильчатым штоком, позволяющая совместить оси цилиндров в одной плоскости, что в свою очередь дает возможность сложить векторы инерционных сил и получить суммарный вектор, вращающийся в той же плоскости, что и сами кривошипы, который можно компенсировать массой противовеса $P_{пр} = P$ (рис. 6).



Рис. 6. Силы инерции в механизме со скрещивающимися осями

Поршни 1 каждой пары цилиндров (рис. 7), расположенные соосно по обе стороны картера, соединены общим штоком 2, передвигающимся в опорах 7. В средней части штоков имеются подшипники скольжения, опирающиеся на штоковые шейки 3 промежуточного коленчатого вала 4, который вращается и передает усилие кривошипам 5, жестко связанным с синхронизирующим валом 6. В целях компенсации суммарной силы на промежуточном коленчатом валу установлены противовесы 8.

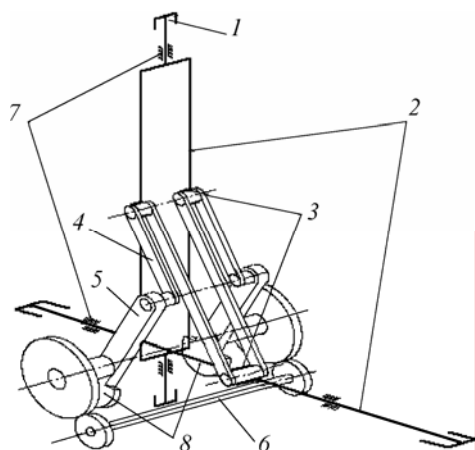


Рис. 7. Кинематическая схема бесшатунного двигателя с вильчатым штоком

Рассмотрим вертикальную пару цилиндров. Поршень под действием газовых сил перемещается вниз, передавая усилие на промежуточный коленчатый вал 4 через подшипники 3. Одновременно соосный

поршень, жестко связанный штоком 2 и расположенный по другую сторону картера, совершает такт сжатия. Промежуточный коленчатый вал 4 передает усилие на кривошпы 5, действуя на них как на эксцентрик. Одинаковую скорость вращения обоих кривошпов обеспечивает синхронизирующий вал 6, связь вертикальной и горизонтальной пары цилиндров – промежуточный коленчатый вал 4. Движение горизонтальной пары цилиндров такое же, как и вертикальной, с одной лишь разницей в прибытии поршня в верхнюю мертвую точку на 90° позже, чем в вертикальной паре.

Кинематика двигателя с вильчатым штоком полностью повторяет кинематику двигателя С.С. Баландина, с тем отличием, что предлагаемый двигатель полностью уравновешен.

Применение вильчатого штока (рис. 8, а) немного усложнило конструкцию, однако размеры увеличились незначительно. В процессе проектирования бесшатунного двигателя с вильчатым штоком были разработаны опоры ползунов, обеспечивающие жесткость, технологичность и простоту сборки.

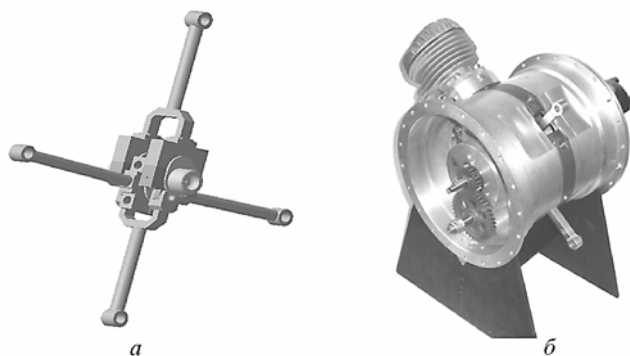


Рис. 8. Механизм с вильчатым штоком (а) и опытный образец, выполненный по бесшатунной схеме с вильчатым штоком (б)

На данный момент разработан, изготовлен и проходит испытание двигатель, выполненный по разработанной бесшатунной схеме с вильчатым штоком (рис 8, б).

Таким образом, бесшатунные двигатели могут быть с успехом использованы в морском, речном, железнодорожном и автомобильном транспорте, на тракторах и других сельскохозяйственных машинах.

Предлагаемая схема легко реализует принцип секционности конструкции для отдельно рассматриваемого блока, что позволяет наращивать мощность двигателя за счет увеличения числа стыкуемых модулей.

Поступила в редакцию
09.04.08

An Approach to the Solution of a Balancing Problem for the S.S. Balandin Kinematic Free Piston Scheme by Applying a New Scheme with a Forked Rod

A.S. VOLKOV AND V.G. KUL'CHIKHIN

A problem of the S.S. Balandin free piston scheme unbalance is considered and a variant of complete balancing with the use of the developed scheme with a forked rod is proposed. Experience in the development of an experimental specimen made according a new scheme with the use of a forked rod is described.