

**С.С. Баландин**

**Бесшатунные поршневые двигатели  
внутреннего сгорания**

**Москва  
«Книга по Требованию»**

УДК 621  
ББК 34.4  
С11

С11 **С.С. Баландин**  
Бесшатунные поршневые двигатели внутреннего сгорания / С.С. Баландин – М.: Книга по Требованию, 2023. – 174 с.

**ISBN 978-5-458-34586-6**

Книга знакомит читателей с бесшатунными поршневыми двигателями внутреннего сгорания мощностью 80-10 000 л.с., в которых преобразование возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение вала осуществляется бесшатунным силовым 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. Бесшатунные двигатели могут быть с успехом использованы в морском, речном, железнодорожном и автомобильном транспорте, на тракторах и других сельскохозяйственных машинах. Возможность использования принципа секционной конструкции бесшатунных двигателей позволяет получать из одних и тех же деталей и узлов двигатели различной мощности. С бесшатунным механизмом могут создаваться дизели и бензиновые двигатели различного назначения, быстроходные паровые машины, поршневые компрессоры, насосы, мотогазогенераторы, комбинированные турбопоршневые двигатели и различные поршневые и кулисные агрегаты.

**ISBN 978-5-458-34586-6**

© Издание на русском языке, оформление  
«YOYO Media», 2023  
© Издание на русском языке, оцифровка,  
«Книга по Требованию», 2023

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.



а точка  $B$  — вдоль оси  $OX$ . Определим траекторию движения его средней точки  $C$ .

Координаты точки  $C$  при произвольном положении стержня, когда он расположен по отношению к оси  $OY$  под некоторым углом  $\alpha$ :

$$y_C = BC \cos \alpha = r \cos \alpha; \quad (1)$$

$$x_C = AC \sin \alpha = r \sin \alpha. \quad (2)$$

Из выражений (1) и (2) видно, что точка  $C$  всегда находится на постоянном расстоянии от начала координат (точки  $O$ ):

$$OC = \sqrt{y_C^2 + x_C^2} = r,$$

т. е. точка  $C$  движется по окружности радиуса  $r$  с центром в точке  $O$ .

Если соединить точку  $C$  с точкой  $O$  кривошипом  $OC$  (рис. 2, б) и установить направляющие вдоль осей  $OY$  и  $OX$ , получится механизм, преобразующий прямолинейное движение точек  $A$  и  $B$  во вращательное движение кривошипа  $OC$ . Сила, приложенная к точке  $A$  или  $B$  по направлению их движения, будет поворачивать кривошип  $OC$  и, наоборот, вращение кривошипа  $OC$  — перемещать точки  $A$  и  $B$  вдоль их направляющих.

Эта схема и лежит в основе бесшатунного механизма, в котором роль стержня выполняет промежуточное звено  $ACB$ , имеющее специальную форму.

Определим зависимость координат точек  $A$  и  $B$  от угла поворота кривошипа  $OC$ . Из рис. 2, б видно, что угол между кривошипом и осью  $OY$  равен углу  $\alpha$ , так как треугольник  $ACO$  равнобедренный. Учитывая это, находим

$$y_A = OA = OD + DA = 2r \cos \alpha; \quad (3)$$

$$x_B = OB = OE + EB = 2r \sin \alpha. \quad (4)$$

Координаты крайних положений точек  $A$  и  $B$ :

$$y_{A\max} = 2r \text{ при } \alpha = 0^\circ; \quad y_{A\min} = -2r \text{ при } \alpha = 180^\circ;$$

$$x_{B\max} = 2r \text{ при } \alpha = 90^\circ; \quad x_{B\min} = -2r \text{ при } \alpha = 270^\circ.$$

Расстояние между крайними положениями, которое каждая точка проходит за половину оборота кривошипа,  $S_A = S_B = 4r$ . За полный оборот кривошипа точки проходят этот путь дважды, совершая возвратно-поступательное движение. Звено  $ACB$  за это время совершил также полный оборот, но в сторону, противоположную вращению кривошипа. Если обозначить угловую скорость вращения кривошипа  $\omega$ , а звена  $ACB$   $\omega_C$ , то  $\omega_C = -\omega$ .

Связь между координатами точек  $A$  и  $B$  при любом положении кривошипа определяют из прямоугольного треугольника  $OAB$ , гипотенузой которого служит длина звена  $ACB$ , равная  $2r$ :

$$\sqrt{y_A^2 + x_B^2} = 2r.$$

Точки, расположенные на прямой, соединяющей точки  $C$  и  $A$  или  $C$  и  $B$ , а также на продолжении этих прямых за точками  $A$  или  $B$ , движутся по эллиптическим траекториям. Координаты точки  $M$ , расположенной между точками  $C$  и  $A$  на расстоянии  $d$  от точки  $C$ :

$$y_M = BM \cos \alpha = (r + d) \cos \alpha; \quad (5)$$

$$x_M = AM \sin \alpha = (r - d) \sin \alpha. \quad (6)$$

После преобразования уравнений (5) и (6) получим уравнение эллипса .

$$\frac{y_M^2}{(r+d)^2} + \frac{x_M^2}{(r-d)^2} = 1.$$

Большая ось эллипса направлена вдоль той оси, по которой совершает прямолинейное движение ближайшая точка звена.

Так, например, точка  $N$  описывает эллипс, большая ось которого расположена по оси  $OX$ .

Условие взаимной перпендикулярности, направлений движения точек  $A$  и  $B$  не является обязательным для бесшатунного механизма. Рассмотрим схему механизма с углом между осями цилиндров  $\gamma \neq 90^\circ$  (рис. 1, б).

Проведем две окружности (одну радиусом  $r$  из центра  $C$ , другую радиусом  $2r$  из центра  $O$ , рис. 3), которые имеют общую точку внутреннего касания. При вращении кривошипа  $OC$  малая окружность будет катиться без скольжения по неподвижной боль-

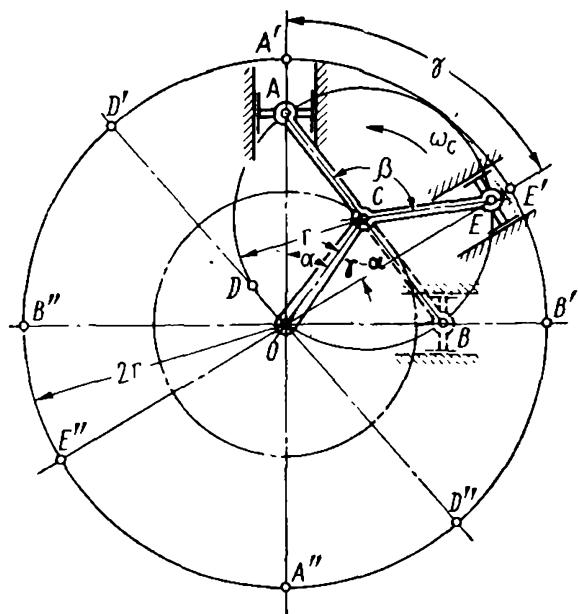


Рис. 3. Схема бесшатунного механизма с углом  $\gamma \neq 90^\circ$

шой окружности, вращаясь вместе со стержнем  $ACB$  в сторону, противоположную вращению кривошипа. Известно, что в этом случае траекторией любой точки, лежащей на катящейся окружности, служит диаметр неподвижной окружности, проходящий через данную точку. Так, например, точка  $A$  движется по вертикальному диаметру  $A'A''$ , точка  $B$  — по горизонтальному диаметру  $B'B''$ , точки  $D$  и  $E$  — по соответствующим наклонным диаметрам  $D'D''$  и  $E'E''$ . Поэтому можно не только точки  $A$  и  $B$ , расположенные на взаимно перпендикулярных диаметрах, но и любую другую пару точек, например точки  $A$  и  $E$ , соединить с точкой  $C$  изогнутым стержнем  $ACE$  и установить направляющие вдоль соответствующих диаметров неподвижной окружности.

Если угол между диаметрами  $A'A''$  и  $E'E''$  равен  $\gamma$ , то угол  $\beta$  между сторонами  $CA$  и  $CE$  звена  $ACE$  должен быть равен  $2\gamma$ . Это следует из того, что оба эти угла опираются на одну и ту же дугу малой окружности  $AE$ , но угол  $\gamma$  ( $AOE$ ) — вписанный, в угол  $\beta$  ( $ACE$ ) — центральный.

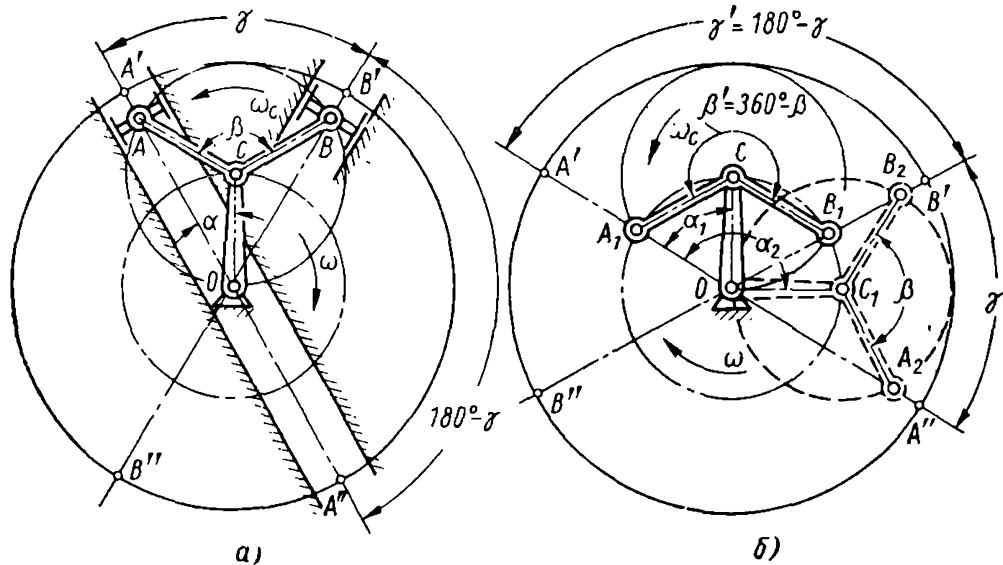


Рис. 4. Схемы бесшатунного механизма:  
а —  $\gamma \neq 90^\circ$ ; б —  $\gamma' = 180^\circ - \gamma$

Угол  $\gamma$  может быть любым от  $0$  до  $180^\circ$ , но не равным ни нулю, ни  $180^\circ$ . Из рис. 4 видно, что механизм с углом  $\gamma' = 180^\circ - \gamma$  идентичен механизму с углом  $\gamma$ .

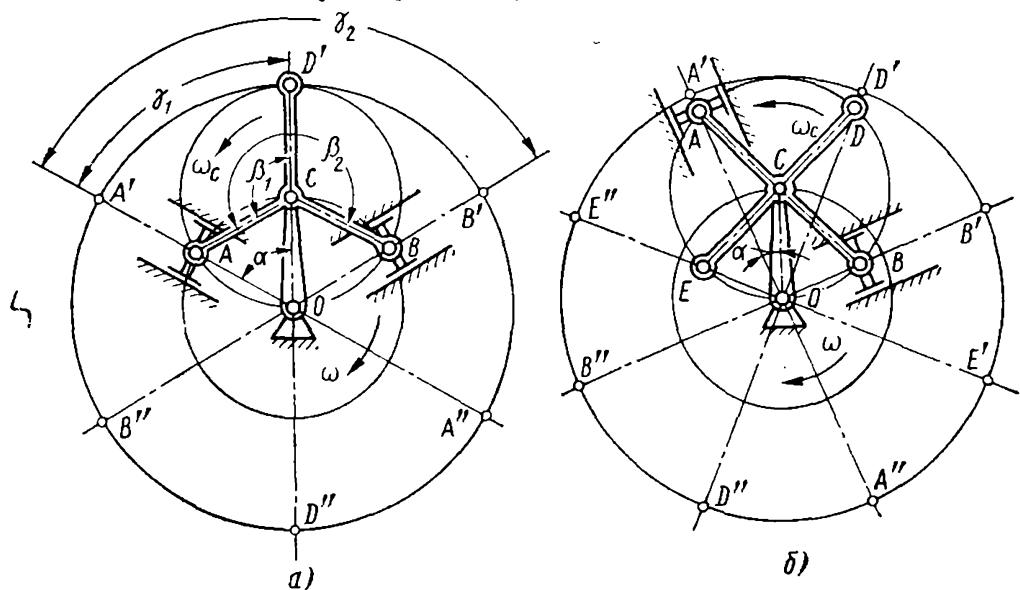


Рис. 5. Схемы бесшатунного механизма:  
а — с тремя связанными точками; б — с четырьмя связанными точками

С точкой  $C$  можно связать не только две, но и большее количество точек, расположенных на малой окружности (рис. 5), необходимо только иметь в виду, что ось каждой последующей

пары цилиндров должна быть сдвинута вдоль продольной оси двигателя. Поэтому бесшатунные двигатели могут иметь самые различные компоновки: V-образные, X-образные и звездообразные с расположением цилиндров под различными углами.

Зависимость координат точек  $A$  и  $B$  от угла поворота кривошипа  $OC$  бесшатунного механизма с углом  $\gamma \neq 90^\circ$  ясна из схемы, представленной на рис. 6:

$$y_A = OD + DA = 2r \cos \alpha;$$

$$x_B = OE + EB = 2r \cos(\alpha - \gamma).$$

Связь между  $y_A$  и  $x_B$  найдем, определив расстояние между точками  $A$  и  $B$  из треугольника  $ACB$

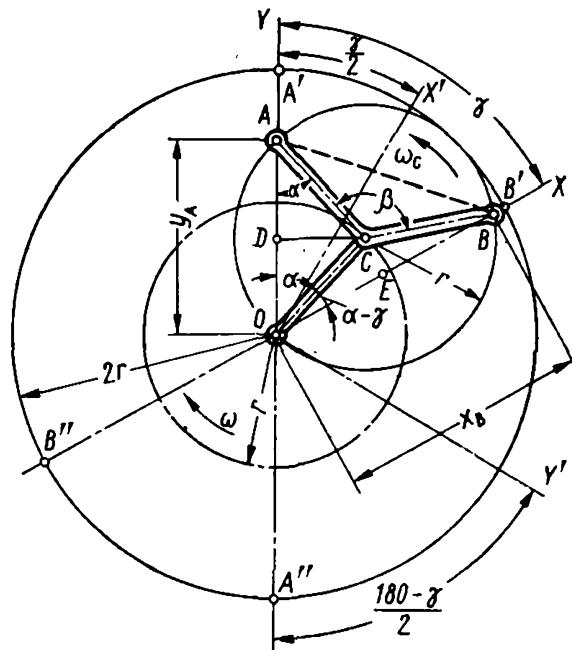


Рис. 6. Координаты узловых точек бесшатунного механизма

биссектрисам углов  $\gamma$  и  $180^\circ - \gamma$  —  $y$  и остаются взаимно перпендикулярными при любых значениях угла  $\gamma$ :

$$y_C = r \cos \left( \alpha - \frac{\gamma}{2} \right); \quad (7)$$

$$x_C = r \sin \left( \alpha - \frac{\gamma}{2} \right). \quad (8)$$

Преобразуя выражения (7) и (8), получим уравнение окружности

$$x_C'^2 + y_C'^2 = r^2.$$

Строившиеся до настоящего времени бесшатунные двигатели имели X-образное расположение цилиндров с углом между осями цилиндров  $\gamma = 90^\circ$  (см. рис. 1, а).

В связи с этим дальнейшее содержание книги посвящено описанию и анализу бесшатунных двигателей с углом  $\gamma = 90^\circ$ .

$$AB = 2r \sin \frac{\beta}{2} = 2r \sin \gamma$$

и из треугольника  $AOB$

$$AB = \sqrt{y_A^2 + x_B^2 - 2y_A x_B \cos \gamma}.$$

Приравнивая правые части написанных выражений, получим

$$\sqrt{\frac{y_A^2 + x_B^2 - 2y_A x_B \cos \gamma}{\sin \gamma}} = 2r.$$

Уравнение движения точки  $C$  удобнее выразить в системе координат, оси  $OY$  и  $OX$  которой направлены по

перпендикулярными при любых значениях угла  $\gamma$ :

$$x_C' = r \cos \left( \alpha - \frac{\gamma}{2} \right); \quad (7)$$

$$y_C' = r \sin \left( \alpha - \frac{\gamma}{2} \right). \quad (8)$$

Из рассмотренных схем бесшатунного механизма видно, что для обеспечения прямолинейных траекторий точек  $A$  и  $B$ , соединенных между собой и с точкой  $C$  кривошипа  $OC$  жестким звеном  $ACB$ , достаточно иметь направляющие только у одной точки —  $A$  или  $B$  (рис. 7). Однако такая схема неприемлема по условиям распределения действующих в механизме сил.

Если установить направляющие только для одной точки  $A$ , сторона  $AC$  звена  $ACB$  с кривошипом  $OC$  образуют обычный кривошипно-шатунный механизм с отношением радиуса кривошипа  $OC$  к длине шатуна  $CA$ , равным единице. В этом случае по мере приближения угла  $\alpha$  к  $90^\circ$  и  $270^\circ$  составляющие приложенной к точке  $A$  силы  $P$  — боковая сила  $N = P \operatorname{tg} \alpha$  и направленная вдоль оси  $AC$  сила  $S = \frac{P}{\cos \alpha}$  — неограниченно возрастают, стремясь к бесконечности.

При двух направляющих бесшатунный механизм никогда не обращается в кривошипно-шатунный.

Следует иметь в виду, что во всех кинематических парах бесшатунных двигателей между трущимися поверхностями имеются зазоры (рис. 8). Величины зазоров и допусков на несоосности и отклонения в размерах элементов механизма должны выбираться из условия, чтобы каждая из полусумм диаметральных зазоров:  $\delta_0 + \delta_A + \delta_C + \delta_K$  или  $\delta_0 + \delta_B + \delta_C + \delta_K$  (диаметральный зазор  $\Delta = 2\delta$ ) всегда была больше суммы допусков на технологические отклонения от номинальных размеров, несоосность и неконцентричность элементов бесшатунного механизма, но должна быть меньше разности величин радиального зазора между цилиндрами и поршнями и допуска на несоосность цилиндров с направляющими. При выполнении этих условий во всех кинематических парах бесшатунного механизма всегда будут обеспечиваться гарантированные зазоры, наличие несущей масляной пленки и будет отсутствовать трение между поршнями и цилиндрами.

Рассмотрим, как передается на кривошип  $OC$  сила  $P$ , действующая в точке  $A$ , по мере поворота кривошипа и при условии, что масляная пленка в кинематических парах отсутствует (рис. 9). Допустим, что при крайнем верхнем положении точки  $A$ , когда звено  $ACB$  располагается вдоль оси  $OY$ , ползуны точек  $A$  и  $B$  установлены симметрично в направляющих с одинаковыми по обеим сторонам зазорами  $\delta$ .

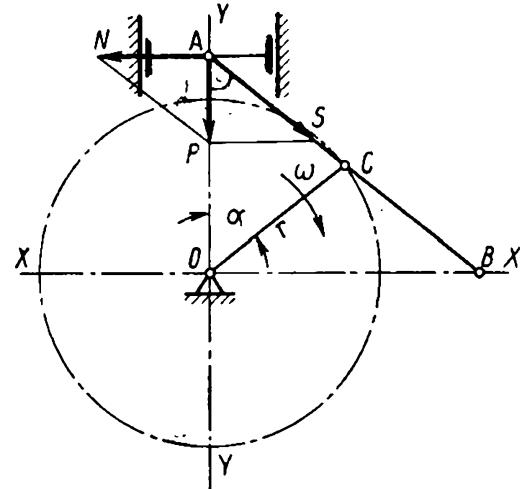


Рис. 7. Силы, действующие в бесшатунном механизме при одном ползуне

При отклонении звена  $ACB$  от оси  $OY$  на небольшой угол  $\alpha$  появляется момент  $M$  силы  $P$  относительно точки  $C$ , под действием которого звено  $ACB$  поворачивается дополнительно на некоторый угол  $\Delta\alpha$ . Точка  $A$  смещается в положение  $A_1$ , и ползун ее прижимается к направляющей.

Ползун точки  $B$  при повороте звена  $ACB$  перемещается вверх, но коснуться направляющей он не может, потому что, как это видно из рис. 9,  $a$ , при малом установленном угле  $\alpha$  для смещения точки  $B$  с оси на величину зазора требуется значитель-но больший дополнительный угол поворота звена  $ACB$ , чем угол  $\Delta\alpha$ , так как изменение зазора в точке  $A$  равно

$$AA_1 \cos \left( \alpha + \frac{\Delta\alpha}{2} \right), \text{ а в точке } B \text{ составляет } BB_1 \sin \times \times \left( \alpha + \frac{\Delta\alpha}{2} \right).$$

Сила  $P$  раскладывается, как в обычном кривошипно-шатунном механизме, на силу  $S$ , направленную по оси звена  $ACB$ , и на силу  $N$ , прижимающую ползун точки  $A$  к направляющей.

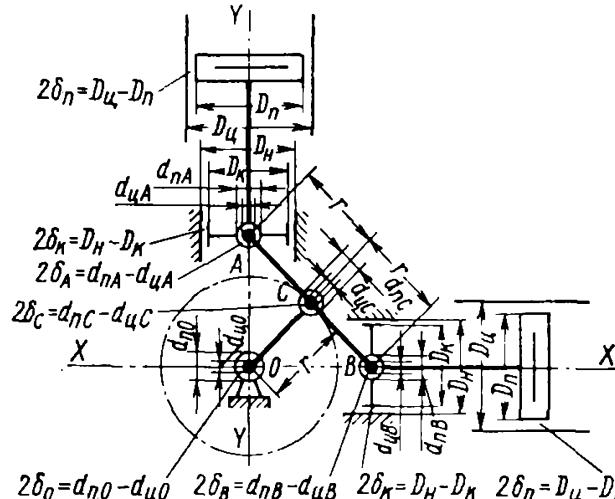
Такое положение ползунов, когда ползун в точке  $A$  прижат к направляющей, а ползун в точке  $B$  свободен, сохраняется до величины угла  $\alpha = 45^\circ - \frac{\Delta\alpha}{2}$ , при котором  $AA_1 = BB_1$ . В этот

момент оба ползуна будут касаться своих направляющих.

Рис. 8. Система зазоров в кинематических парах бесшатунного механизма. Буквами  $D$  и  $d$  обозначены диаметры:  $D_u$  — цилиндра;  $D_n$  — поршня;  $d_{nA} d_{nB}$  — штоковых подшипников;  $d_{uA}, d_{uB}$  — цапф звена  $ACB$  в точках  $A$  и  $B$ ;  $D_K$  — расточки направляющих картера;  $D_n$  — расточки ползунов;  $d_{nC}$  — подшипников звеньев  $OC$  в точке  $C$ ;  $d_{uC}$  — цапф звена  $ACB$  в точке  $C$ ;  $d_{no}$  — центральных подшипников в точке  $O$ ;  $d_{uo}$  — центральных цапф звеньев  $OC$  в точке  $O$

При дальнейшем повороте кривошипа ползун точки  $A$  начинает отходить от направляющей, потому что для сохранения контакта с ней необходим дополнительный поворот звена  $ACB$ , но этому препятствует ползун точки  $B$ . Сила  $P$ , создающая момент относительно точки  $C$ , равный  $P r \sin (\alpha + \Delta\alpha)$ , прижимает ползун  $B$  к направляющей (рис. 9,  $b$ ).

Таким образом, силы, передающиеся на направляющие ползунов, при любом положении кривошипа ограничены конечной величиной. Сила  $N$ , действующая на направляющие точки  $A$ , равна  $P \operatorname{tg} (\alpha + \Delta\alpha)$  и достигает максимальной величины при  $\alpha = 45^\circ - \frac{\Delta\alpha}{2}$ . При дальнейшем повороте кривошипа от  $\alpha = 45^\circ - \frac{\Delta\alpha}{2}$  до  $\alpha = 135^\circ - \frac{\Delta\alpha}{2}$  сила  $N$  воспринимается направляющей точки  $B$ .



Траектории движения точек  $A$  и  $B$  при свободных зазорах между ползунами и направляющими показаны на рис. 10.

Практически же при работе механизма с принудительной смазкой во всех зазорах создается гидродинамическое давление

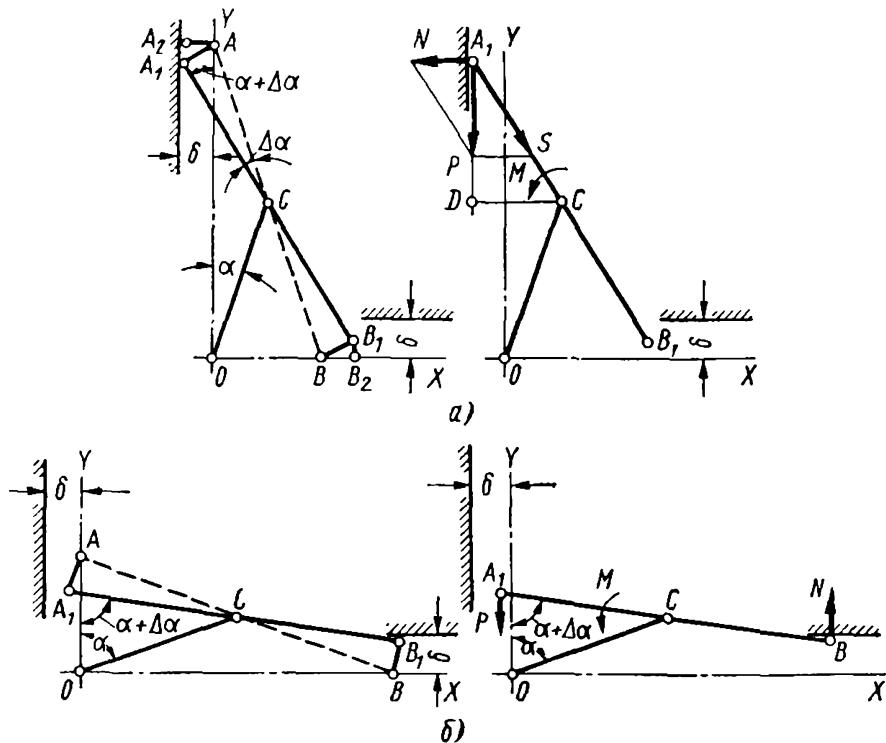


Рис. 9. Схема передачи силы  $P$  на направляющие при двух ползунах

в масляном слое, и вследствие этого, а также вследствие упругих деформаций элементов механизма силы, действующие на точки  $A$  и  $B$ , воспринимаются одновременно направляющими, расположенными по обеим осям ( $OX$  и  $OY$ ) при всех значениях угла  $\alpha$ .

Величины сил, действующих на направляющие и соответственно в кинематических парах  $A$  и  $B$ , а также в точке  $C$  кривошипов  $OC$ , обусловливаются динамическими свойствами бесшатунного механизма и упругой податливостью его элементов.

Определение нагрузок на направляющие в функции угла поворота кривошипов, зависящих не только от действующих сил давления газов и сил

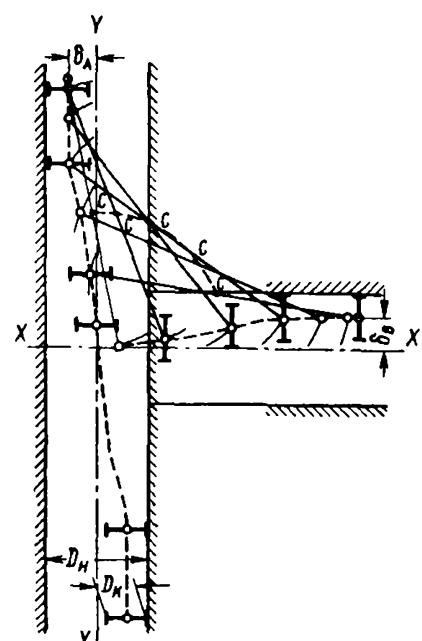


Рис. 10. Траектории движения точек  $A$  и  $B$  при свободных зазорах в кинематических парах механизма

инерции, но и от упругих деформаций элементов механизма, составляет наиболее сложную задачу динамики бесшатунных двигателей (см. гл. III).

Рактивный момент, возникающий при работе двигателя, передается через ползуны штоков и направляющие картера непосредственно на подмоторную раму. При этом цилиндры не нагружаются боковыми силами.

## § 2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ВАРИАНТЫ БЕСШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Бесшатунный механизм (БСМ) был исследован в трех конструктивных вариантах.

На рис. 11, *а* показан механизм, в котором промежуточное звено *ACB* выполнено в виде коленчатого вала. Основными эле-

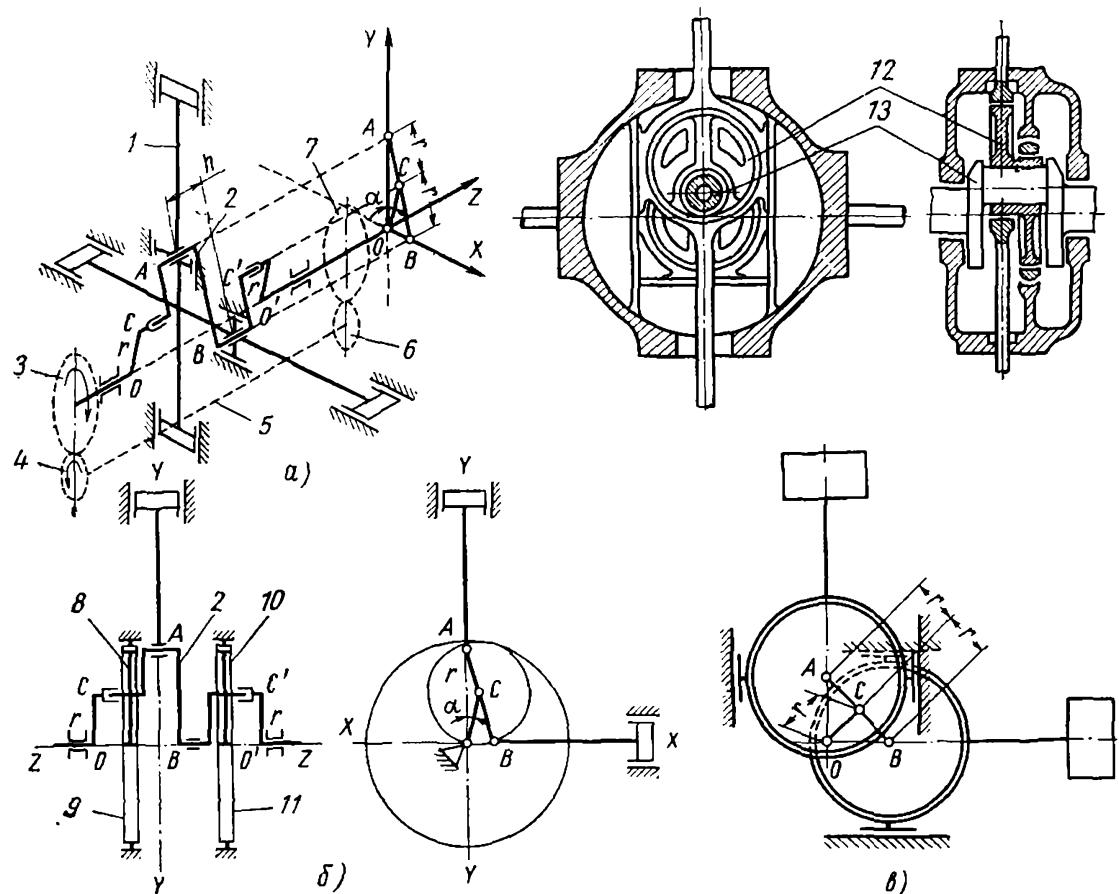


Рис. 11. Конструктивные варианты бесшатунного механизма

ментами этого варианта механизма являются: поршневые штоки *1* с поршнями и ползунами, направляющие ползунов, промежуточное звено *ACB*, совершающее сложное движение, кривошипы *OC* и *OC'*, вращающиеся относительно оси *OO'* с угловой скоростью  $\omega$ , и соединительный вал *5*.

У основных элементов механизма выдерживается равенство, в пределах задаваемого допуска, следующих характерных раз-

меров:  $AC = BC = OC = r = 1/4 S$  (где  $S$  — величина хода поршней).

Для четырехцилиндрового двигателя с углом  $\gamma = 90^\circ$  звено  $ACB$  имеет вид двухпоршного двухколенного вала 2, который похож на коленчатые валы кривошипно-шатунных двигателей, но по сравнению с ними имеет в 2 раза меньший радиус кривошипов и совершенно отличную кинематику и динамику.

Шейки  $A$  и  $B$  колен, аналогичные по конструкции шатунным шейкам, соединены посредством подшипников с серединами поршневых штоков 1 (условимся называть эти шейки штоковыми). Колена расположены в одной плоскости противоположно одному другому; при  $\gamma \neq 90^\circ$  колена находятся в плоскостях, пересекающихся под углом  $\beta = 2\gamma$ .

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  $\omega_c = -\omega$ .

Относительная угловая скорость вращения штоковых шеек в подшипниках штоков равна  $\omega$ .

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

Относительная угловая скорость вращения опорных шеек в подшипниках кривошипов с учетом  $\omega_c = -\omega$  равна  $2\omega$ . Коленчатый вал 2 не нагружается полезным крутящим моментом.

Освобождение вала 2 от передачи крутящего момента двигателя и малое расстояние между центрами штоковых и опорных шеек, равное  $1/4$  хода поршня, позволяют не только снизить размеры и массу коленчатых валов рассматриваемого варианта механизма, но и применять при многоцилиндровых блочных конструкциях двигателей неразъемные коленчатые валы 2 и поршневые штоки 1, что значительно упрощает их конструкцию и повышает надежность двигателя.

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

Этот вал, фиксирующий относительное положение кривошипов  $OC$  и  $O'C'$ , обеспечивает синхронность их вращения и постоянную соосность подшипников  $C$  и  $C'$ , а также и соосность с ними опорных шеек коленчатого вала при непрерывно изменяю-

щемся и неравном нагружении обоих кривошипов в процессе работы двигателей.

Одновременно с этим соединительный вал 5 передает крутящий момент от свободного кривошипа к кривошипу, непосредственно связанному с потребителем мощности двигателя, и таким образом частично разгружает коленчатый вал 2.

На рис. 11, б показан бесшатунный механизм без соединительного вала.

В этом механизме на опорных шейках  $C$  и  $C'$  коленчатого вала закреплены цилиндрические шестерни 8 и 10 с радиусом начальной окружности  $r$ , равным одной четверти хода поршней, а в картере установлены неподвижные шестерни 9 и 11 внутреннего зацепления с радиусом начальной окружности  $2r$ , оси которых совпадают с осью вращения кривошипов  $OO'$ .

Относительная фиксация кривошипов и синхронность их вращения при работе двигателя достигаются вследствие зацепления подвижных шестерен 8 и 10 с соответствующими неподвижными шестернями 9 и 11.

При работе двигателя шестерни 8 и 10 обкатываются без скольжения по зубчатым венцам неподвижных центральных шестерен, имеющих в 2 раза больший диаметр. При этом (см. рис. 3) штоковые шейки коленчатого вала, центральные точки  $A$  и  $B$  которых лежат на начальной окружности подвижных шестерен (так как  $AC = r = BC$ ), совершают вместе со штоками и поршнями прямолинейное возвратно-поступательное движение по соответствующим прямым (диаметрам неподвижных шестерен), проходящим через точки  $A$  или  $B$  и центр  $O$ .

В данном механизме отпада необходимость в ползунах и в направляющих ползунов. Реактивный момент двигателя передается на подмоторную раму через шестерни 8—9 и 10—11, минуя цилиндрово-поршневую группу.

Траектории движения точек, находящихся на начальной окружности подвижных шестерен, а следовательно, и штоковых цапф коленчатого вала, описываются теми же уравнениями, что и траектории движения штоковых цапф коленчатого вала бесшатунного механизма с направляющими и ползунами.

На рис. 12 показана конструктивная схема двигателя с бесшатунным механизмом без соединительного вала и направляющих ползунов.

Как видно из рис. 11, б и 12, двигатели с таким механизмом теоретически совершенно не имеют нагруженных боковыми силами поступательно движущихся кинематических пар в виде поршней или ползунов, и поэтому их механический к. п. д. (при допущении, что все элементы механизма и картера абсолютно жесткие) должен достигать максимальной величины.

Однако при всех указанных преимуществах этого варианта механизма применение его для реальных двигателей вызывает ряд затруднений.