

**ПОДБОР ПОДХОДЯЩЕГО УГЛА ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ  
РАБОТЫ ШЕСТИЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА И РЕГУЛИРОВКА СКОРОСТИ  
ПОЛЗУНА ПРИ УДАРЕ**

*Зиялиев Кадырбек Жанузакович*, д.т.н., профессор, ИГУ им. К. Тыныстанова, Кыргызстан, 722200, г.Каракол, ул. Абдрахманова 103, email: [Ziialiev@mail.ru](mailto:Ziialiev@mail.ru)

*Такырбашев Амангельди Бексултанович*, к.т.н, доцент, ИГУ им. К. Тыныстанова, Кыргызстан, 722200, г.Каракол, ул. Абдрахманова 103, email: [Ziialiev@mail.ru](mailto:Ziialiev@mail.ru)

*Токтакунов Жолдош Шамухамедович*, к.т.н, доцент, ИГУ им. К. Тыныстанова, Кыргызстан, 722200, г.Каракол, ул. Абдрахманова 103, email: [tjoldosh@mail.ru](mailto:tjoldosh@mail.ru)

*Дюшембаев Жээнбек Жакшылыкович*, преподаватель, ИГУ им. К. Тыныстанова, Кыргызстан, 722200, г.Каракол, ул. Абдрахманова 103, email: zheenbek@iksu.kg

**Аннотация:** В статье рассмотрены параметры звеньев механизма и угол наклона между дополнительным шатуном и направляющей, которые значительно влияют на эффективность работы механизма и для регулировки скорости ползуна при ударе. А также предложены оптимальные размеры звеньев для уменьшения нагрузок в кинематических парах механизма. Приведен анализ механизма переменной структуры из которого следует, что уменьшение угла между направляющей ползуна и дополнительного шатуна, а также увеличение длины дополнительного шатуна приводит к значительному уменьшению нагрузки в кинематических парах механизма при его работе.

**Ключевые слова:** Механизм переменной структуры, шестизвенный механизм, ползун, коромысло, шатун.

### SELECTING THE APPROPRIATE ANGLE FOR THE EFFICIENCY OF THE SIX-BAR MECHANISM AND REGULATING THE SLIDER SPEED AT IMPACT

*Ziyaliev Kadyrbek Zhanuzakovich*, Doctor of Technical Sciences, Professor, ISU named after K. Tynystanov, Kyrgyzstan, 722200, Karakol, st. Abdrakhmanova 103, email: Ziialiev@mail.ru

*Takyrbashev Amangeldi Beksultanovich*, Ph.D., Associate Professor, ISU named after K. Tynystanov, Kyrgyzstan, 722200, Karakol, st. Abdrakhmanova 103, email: Ziialiev@mail.ru

*Toktakunov Zholdosh Shamukhamedovich*, Ph.D., Associate Professor, ISU named after K. Tynystanov, Kyrgyzstan, 722200, Karakol, st. Abdrakhmanova 103, email: tjoldosh@mail.ru

*Dyushembaev Jeenbek Zhakshylykovich*, lecturer, ISU named after K. Tynystanov, Kyrgyzstan, 722200, Karakol, st. Abdrakhmanova 103, email: zheenbek@iksu.kg

**Abstract:** The article discusses the parameters of the links of the mechanism and the angle of inclination between the additional connecting rod and the guide, which significantly affect the efficiency of the mechanism and for adjusting the speed of the slider upon impact. And also the optimal dimensions of the links are proposed to reduce the loads in the kinematic pairs of the mechanism. The analysis of the mechanism of variable structure is given from which it follows that a decrease in the angle between the guide of the slider and the additional connecting rod, as well as an increase in the length of the additional connecting rod leads to a significant decrease in the load in the kinematic pairs of the mechanism during its operation.

**Key words:** Variable structure mechanism, six-link mechanism, slider, rocker arm, connecting rod.

Поскольку удар совершается ползуном, эффективность работы этого звена в основном зависит от угла между направляющей и дополнительного шатуна шестизвенного механизма.

С целью максимального уменьшения сил взаимодействия дополнительного шатуна 2 и ползуна 3 (рис. 1) необходимо направляющую ползуна располагать по середине проекции траектории коромысла к перпендикуляру направляющей, крайние точки которой отмечены  $K_1$  и  $K_2$ . Длина проекции траектории коромысла равна  $h_T$ . Направляющая ползуна расположена на расстоянии  $h_T/2$  от крайних точек проекции траектории коромысла. При таком расположении направляющей ползуна углы  $\alpha_{H1}$  и  $\alpha_{H2}$  между направляющей и дополнительным шатуном, соответствующие двум крайним положениям коромысла, равны. Однако необходимо отметить, что увеличение углов  $\alpha_{H1}$  и  $\alpha_{H2}$  приводит к увеличению сил взаимодействия дополнительного шатуна и ползуна, но в то же время ее полезная

составляющая, направленная вдоль оси ползуна уменьшается. Это приводит к уменьшению к.п.д. механизма и быстрому выходу его из строя. Поэтому выбор оптимальных значений углов  $\alpha_{H1}$  и  $\alpha_{H2}$  является важнейшей задачей.

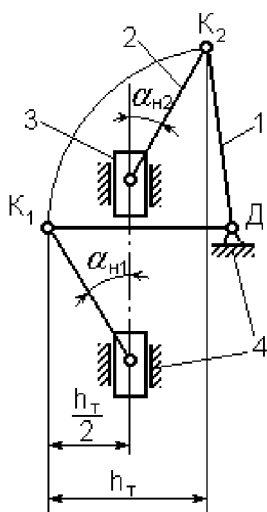


Рис. 1.

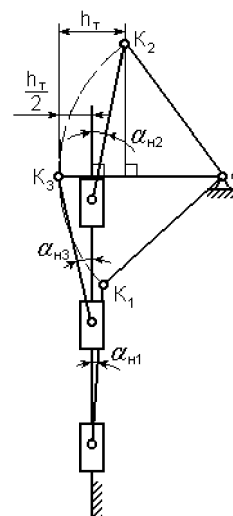


Рис. 2.

При перемещении опоры (ролика) коромысла, крайние его положения могут быть расположены не перпендикулярно к направляющей ползуна (рис. 2). В таком случае длина  $h_T$  проекции траектории коромысла к перпендикуляру направляющей ползуна изменится. Углы  $\alpha_{H1}$  и  $\alpha_{H2}$  в крайних положениях коромысла могут быть равными друг другу, когда положение коромысла, находящийся между крайними положениями коромысла, перпендикулярно направляющему ползуна. А в противном случае  $\alpha_{H1}$  и  $\alpha_{H2}$  не могут быть равными. Однако, при расположении направляющей ползуна по середине проекции траектории коромысла один из углов ( $\alpha_{H1}$  или  $\alpha_{H2}$ ), составленных между направляющей ползуна и дополнительным шатуном, связанным с наиболее отдаленным от оси направляющей крайним положением коромысла, равен углу  $\alpha_{H3}$ , составленному между направляющей ползуна и дополнительным шатуном, когда коромысло расположено перпендикулярно к направляющей.

Как видно из схемы (рис. 2) крайнее положение коромысла  $K_2$  является самым отдаленным от направляющего ползуна положением.

Длина дополнительного шатуна значительно влияет на режим работы механизма. Не правильный выбор длины дополнительного шатуна приводит к заклиниванию механизма или увеличению габаритных размеров машины.

Из приведенной на рис. 3 схемы видно, что из-за короткой длины дополнительного шатуна 4, коромысло 3 не может продолжать свое движение против часовой стрелки, поэтому вначале нужно обратить внимание на расстояние между направляющей и самым отдаленным положением точки К коромысла от направляющей.

Следовательно, длину дополнительного шатуна необходимо выбрать относительно расстоянию  $D_{III}$  (рис. 4), где  $D_{III}$  – самое отдаленное расстояние точки К коромысла от направляющей. Точка  $K_1$  коромысла соответствует особому положению механизма.

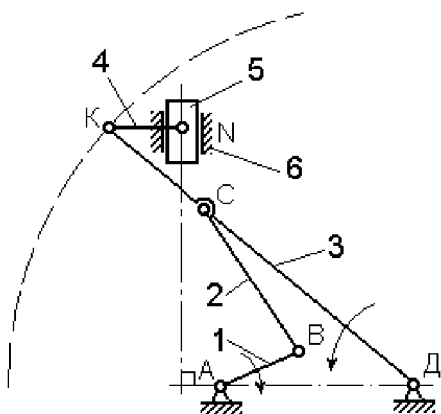


Рис. 3

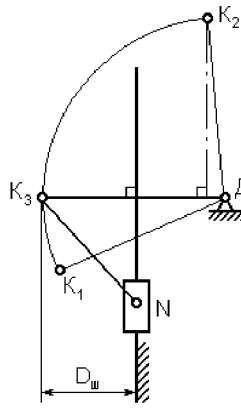


Рис. 4

Если длина дополнительного шатуна равна длине  $D_{ш}$ , то в момент, когда расстояние между точкой К коромысла и направляющей ползуна соответствует длине  $D_{ш}$ , дополнительный шатун и коромысло складываются в одну линию (рис.5). В таком случае угол  $\alpha_H$  между направляющей и дополнительным шатуном равен  $90^\circ$ , т.е. усилие дополнительного шатуна, действующее к ползуну, зависит от угла трения. Следовательно, необходимо учесть значение угла трения, который зависит от коэффициента трения  $f$ . Коэффициент трения  $f$  для стали по стали равен 0,15. Тогда для перемещения ползуна по направляющей необходимо, чтобы угол  $\alpha_H$  соответствовал следующему условию:

$$\alpha_H < 90^\circ - \arctg(f), \text{ т.е. } \alpha_H < 81^\circ,47.$$

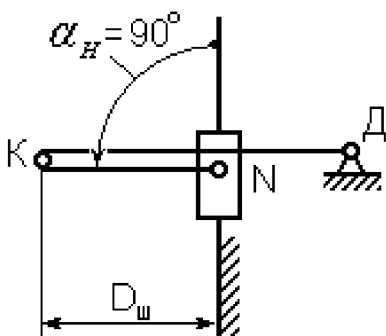


Рис. 5

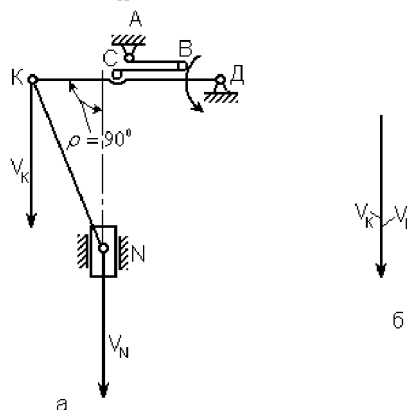


Рис. 6

Для получения необходимых кинематических параметров рассмотрены способы регулировки скорости и хода ползуна изменением угла  $\rho$  между основанием механизма и направляющей в особом положении механизма. Рассмотрим влияние угла  $\rho$  (рис. 6) на соотношение скоростей  $V_K$  и  $V_N$  для следующих трех случаев:  $\rho = 90^\circ$ ;  $\rho > 90^\circ$  и  $\rho < 90^\circ$ . На рис. 2.9 представлена кинематическая схема исполнительного механизма в особом положении коромысла при  $\rho = 90^\circ$ .

Как видно из рис. 6 при  $\rho = 90^\circ V_N = V_K$ . На рисунках 7 и 8 представлены особые положения механизмов соответственно с углами  $\rho > 90^\circ$  и  $\rho < 90^\circ$  и их планы скоростей. Анализируя эти рисунки, нетрудно заметить, что при  $\rho > 90^\circ$  (рис. 7)  $V_N < V_K$  и при  $\rho < 90^\circ$  (рис. 8)  $V_N > V_K$ .

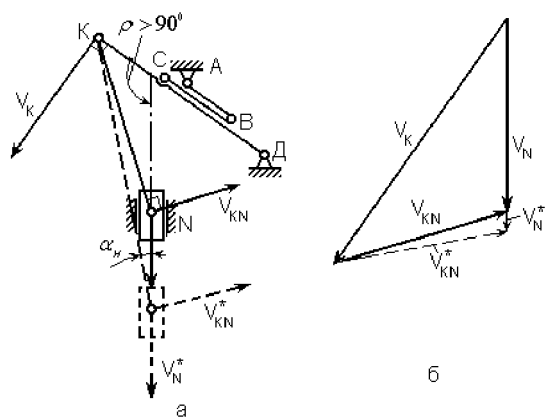


Рис. 7

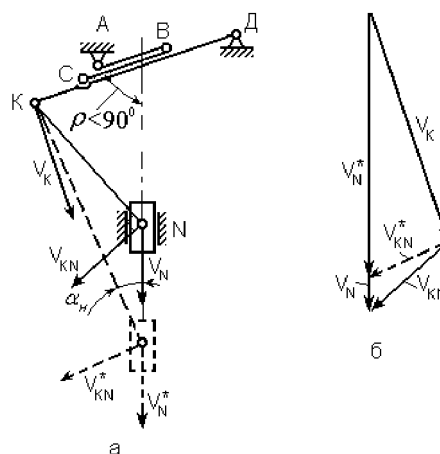


Рис. 8

Соотношение скоростей  $V_K$  и  $V_N$  является функцией не только от угла  $\rho$ , но и от угла  $\alpha_H$  (рис. 7 и 8), составляющего между дополнительным шатуном и направляющей в особом положении механизма. Причем при  $\rho = 90^\circ$  изменение угла  $\alpha_H$  не приводит к изменению соотношения скоростей  $V_K$  и  $V_N$ , а при  $\rho > 90^\circ$  уменьшение угла  $\alpha_H$  сопровождается с увеличением скорости  $V_N$  и наоборот увеличение угла  $\alpha_H$  приводит к уменьшению скорости  $V_N$ . При  $\rho < 90^\circ$  уменьшая угол  $\alpha_H$ , уменьшаем и скорость  $V_N$ . Соответственно увеличивая этот угол, можно увеличить скорость  $V_N$ . Угол  $\alpha_H$  можно изменить, варьируя длиной дополнительного шатуна или переносом оси направляющей параллельно самому себе. С уменьшением угла  $\alpha_H$  векторы  $V_{KN}^*$  и  $V_N^*$  на рисунках 7 и 8 показаны пунктирными линиями.

Кроме этого можно изменить скорости ползуна и дополнительного шатуна с параллельным перемещением оси направляющей, сохраняя длину дополнительного шатуна при условиях, когда  $\rho > 90^\circ$  и  $\rho < 90^\circ$ . При  $\rho > 90^\circ$  параллельно перемещивая ось направляющей налево, уменьшается скорость  $V_{KN}^*$ , а скорость  $V_N^*$  увеличивается (рис. 9). А при перемещении оси направляющей направо значения скоростей  $V_{KN}$  и  $V_N$  изменяются наоборот.

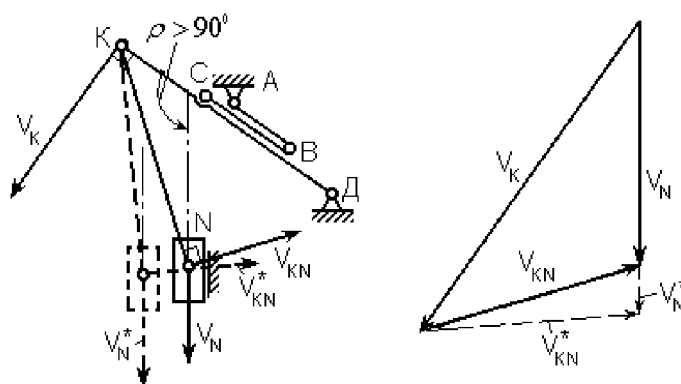


Рис. 9

В случае параллельного перемещения оси направляющей налево при  $\rho < 90^\circ$ , скорости  $V_{KN}^*$  и  $V_N^*$  уменьшаются (рис. 10). При перемещении оси направляющей направо значение скоростей  $V_{KN}$  и  $V_N$  увеличиваются.

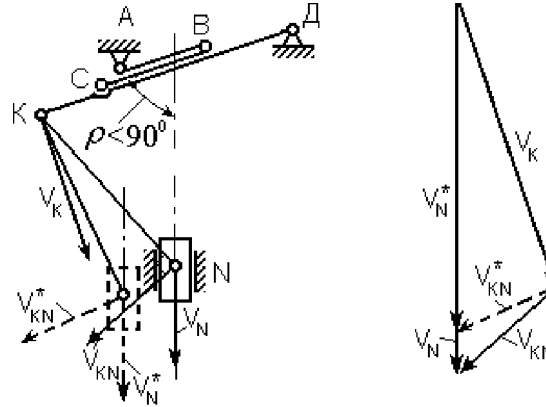


Рис. 10

Таким образом, из выше проведённого анализа можно сделать следующий вывод: что уменьшение угла между направляющей ползуна и дополнительного шатуна, а также увеличение длины дополнительного шатуна приводит к значительному уменьшению нагрузки в кинематических парах механизма при его работе.

### Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1988. - 638 с.
2. Такырбашев А.Б. Кинематический и динамический анализ механизма переменной структуры с дополнительными звеньями: Дисс. канд. техн. наук. - Бишкек, 2007.
3. Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Аканов Д.К. Кинематический анализ особых положений шарнирно-четырёхзвенных ударных механизмов / Мат. межд. конф. «Механизмы переменной структуры и виброударные машины». - Бишкек, 1999. - С. 68-73.
4. Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Абдраимова Н.С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б. Кинематический анализ шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма / Мат. межд. научн.-практ. конф. «Повышение эффективных показателей транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». - Бишкек, 2003. - С. 389-394.
5. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. - М., 1972. -384с.
6. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. – Бишкек: Илим. – 2005. – 193 с.
7. Зиялиев К.Ж. Анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями / Вестник Национальной инженерной академии Республики Казахстан. -№3 (21)–Алматы, 2006. – С. 41–45