



МЕХАНИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА СКАНИРОВАНИЯ В ЭЛЕКТРОПРИВОДАХ СПЕЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМ

Канд. техн. наук И.Ю.Григорьев, канд. техн. наук В.А.Васин, доктор техн. наук
Е.Н.Ивашов, канд. техн. наук С.В.Степанчиков (МИЭМ, г. Москва)

В устройствах сканирования различных систем наблюдения и контроля возникает задача создания электромеханических приводов, имеющих мощность до 600 Вт, обеспечивающих возвратно-вращательное движение исполни-



Рис. 1. Структура сканирующего электропривода (ЭД – электродвигатель, ИЭ – исполнительный элемент)

Важным элементом электропривода является механизм сканирования, который обеспечивает преобразование однонаправленного вращения входного звена в требуемое возвратно-вращательное движение выходного звена (исполнительного элемента). В таких приводах редуктор может применяться как для согласования скорости вращения вала электродвигателя и входного звена, так и для получения выигрыша по вращающему моменту на входном звене [2]. Рассмотрим механизм сканирования (рис. 2). При этом представляют интерес выбор конструкции механизма, анализ его кинематики и динамики.

При исследовании кинематики и динамики механизмов удобно скорости и ускорения звеньев (и их точек) выразить в зависимости от координаты (линейной или угловой) входного звена. Например, если есть функция положения механизма $\Psi(\varphi)$ – зависимость угла поворота выходного звена – Ψ от угла поворота входного звена – φ , то угловая скорость выходного звена в любой момент времени может быть представлена в следующем виде:

тельных элементов [1]. Основным требованием к таким приводам является обеспечение необходимой скорости обзора и времени реверса в заданных пределах. В этом случае структура механических составляющих электропривода имеет вид, показанный на рис. 1.



Рис. 2. Устройство сканирования

$$\omega_{ВЫХ}(t) = \frac{d\Psi}{dt} = \frac{d\Psi}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \Psi' \cdot \omega_{ВХ},$$

где $\omega_{ВХ}$ – угловая скорость входного звена, рад/с; Ψ' – безразмерная величина, которую называют аналогом угловой скорости выходного звена.

Если учесть, что в большинстве механизмов входное звено вращается равномерно $\omega_{ВХ} = \text{const}(t)$, то зависимость $\Psi'(\varphi)$ позволяет оценить изменение скорости выходного звена от времени.

Аналогично, угловое ускорение выходного звена

$$\begin{aligned} \varepsilon_{ВЫХ}(t) &= \frac{d\omega_{ВЫХ}}{dt} = \frac{d}{dt}(\Psi' \cdot \omega_{ВХ}) = \omega_{ВХ} \cdot \frac{d\Psi'}{dt} + \Psi' \cdot \frac{d\omega_{ВХ}}{dt} = \\ &= \omega_{ВХ} \cdot \frac{d\Psi'}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \Psi' \cdot \varepsilon_{ВХ} = \Psi'' \cdot \omega_{ВХ}^2 + \Psi' \cdot \varepsilon_{ВХ}. \end{aligned}$$

Здесь: $\varepsilon_{ВХ}$ – угловое ускорение входного звена, рад/с²; Ψ'' – безразмерная величина, которую называют аналогом углового ускорения выходного звена.

Теоретически, с помощью сканирующего механизма можно получать самые различные законы движения выходного звена, но на практике используют только такие, которые обладают лёгкостью получения и удов-



летворяют кинематическим и динамическим требованиям.

В общем виде функция положения для сканирующего механизма может быть

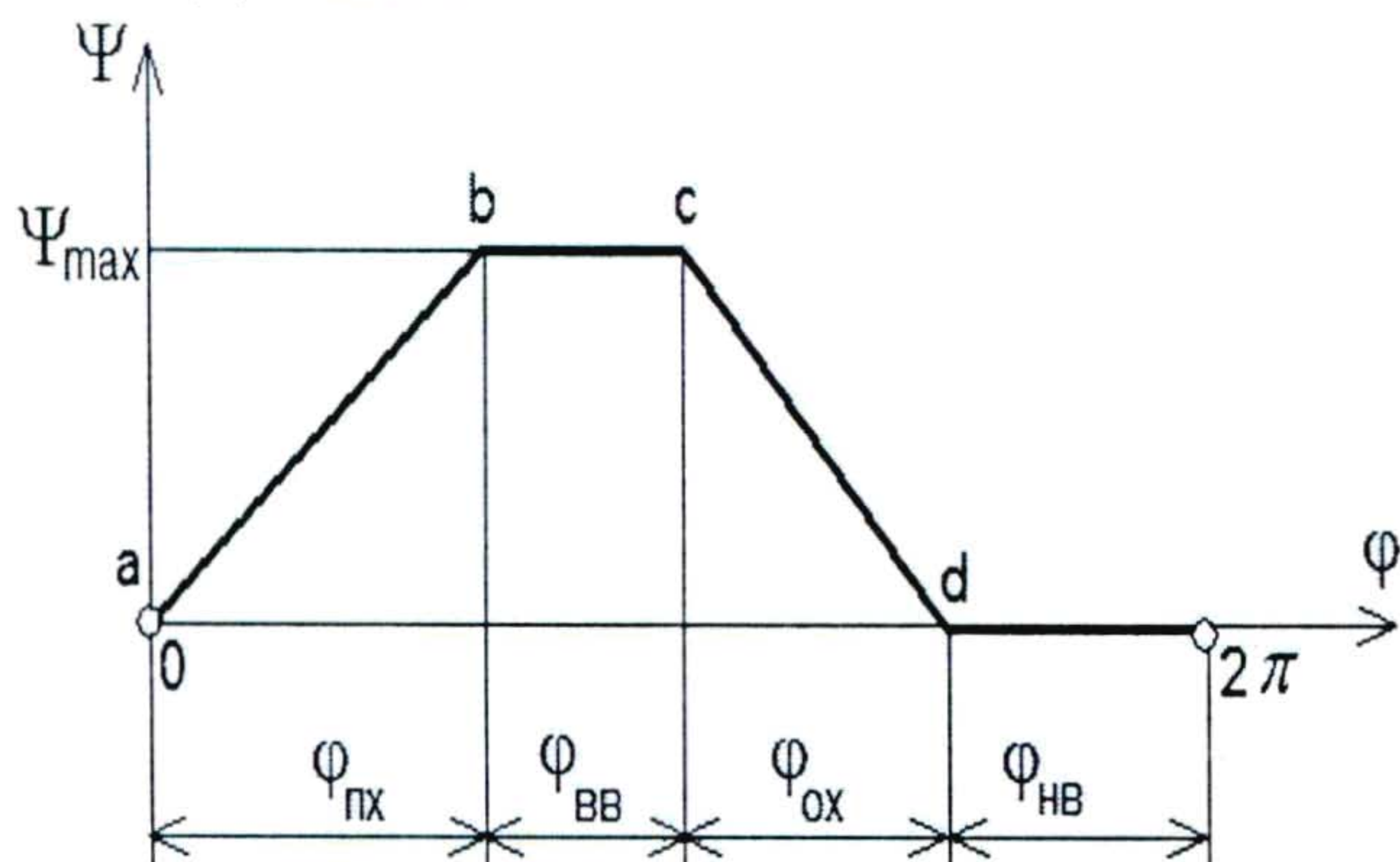


Рис. 3. Функция положения сканирующего механизма в общем виде

На этом графике $\varphi_{ПХ}$, $\varphi_{ОХ}$, $\varphi_{ВВ}$, $\varphi_{НВ}$, – соответственно углы прямого хода, обратного хода, верхнего выстоя и нижнего выстоя выходного звена; суммы этих углов определяют полный оборот входного звена вокруг своей оси. В системах сканирования обычно $\varphi_{ВВ} = \varphi_{НВ}$ и эти углы стараются сделать минимально возможными. Для технологического оборудования, где имеются медленный рабочий ход и быстрый холостой ход исполнительного элемента, часто делают так, чтобы $\varphi_{ПХ} > \varphi_{ОХ}$. Для систем обзора – симметричный цикл: $\varphi_{ПХ} = \varphi_{ОХ}$.

Если функция положения на участках $a-b$ и $c-d$ будет линейной, то скорость выходного звена на этих участках постоянна. На рис. 4 показаны графики функции положения и аналога скорости для этого случая. Из графика аналога скорости видно, что в точках a, b, c, d возникают очень большие ускорения выходного звена (их реальная величина определяется жесткостью звеньев). Следствием этого является возникновение ударных нагрузок в механизме, что снижает его надёжность и повышает износ кинематических пар.

Для смягчения ударов в районе точек a, b, c, d делают переходные зоны $\varphi_{ПЗ} \approx 0,15\varphi_{ПХ}$ (рис. 5), которые смягчают ударные нагрузки и позволяют решить эту проблему для тихоходных механизмов.

представлена графиком, показанным на рис. 3.

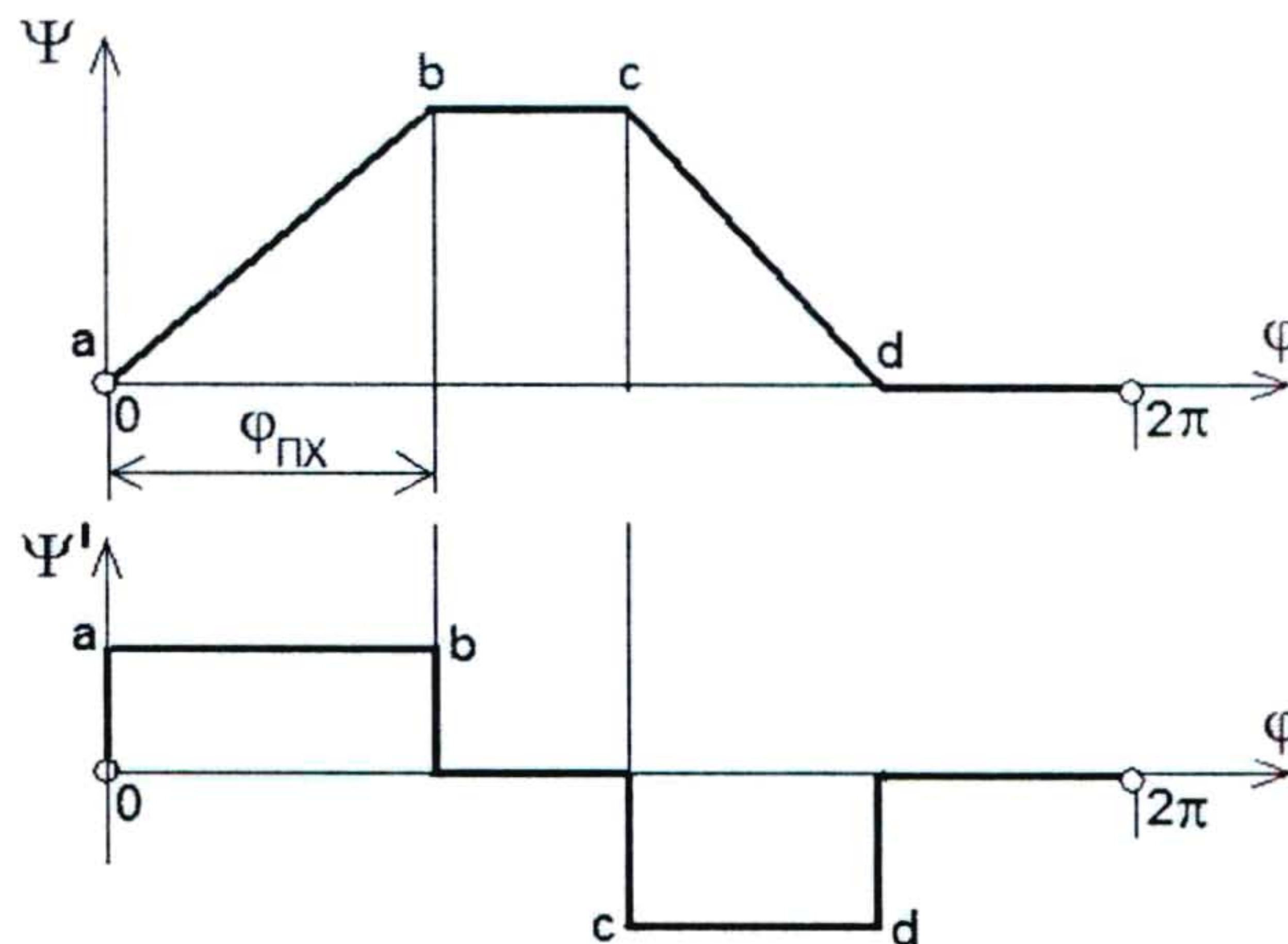


Рис. 4. Функция положения с линейными участками прямого и обратного хода

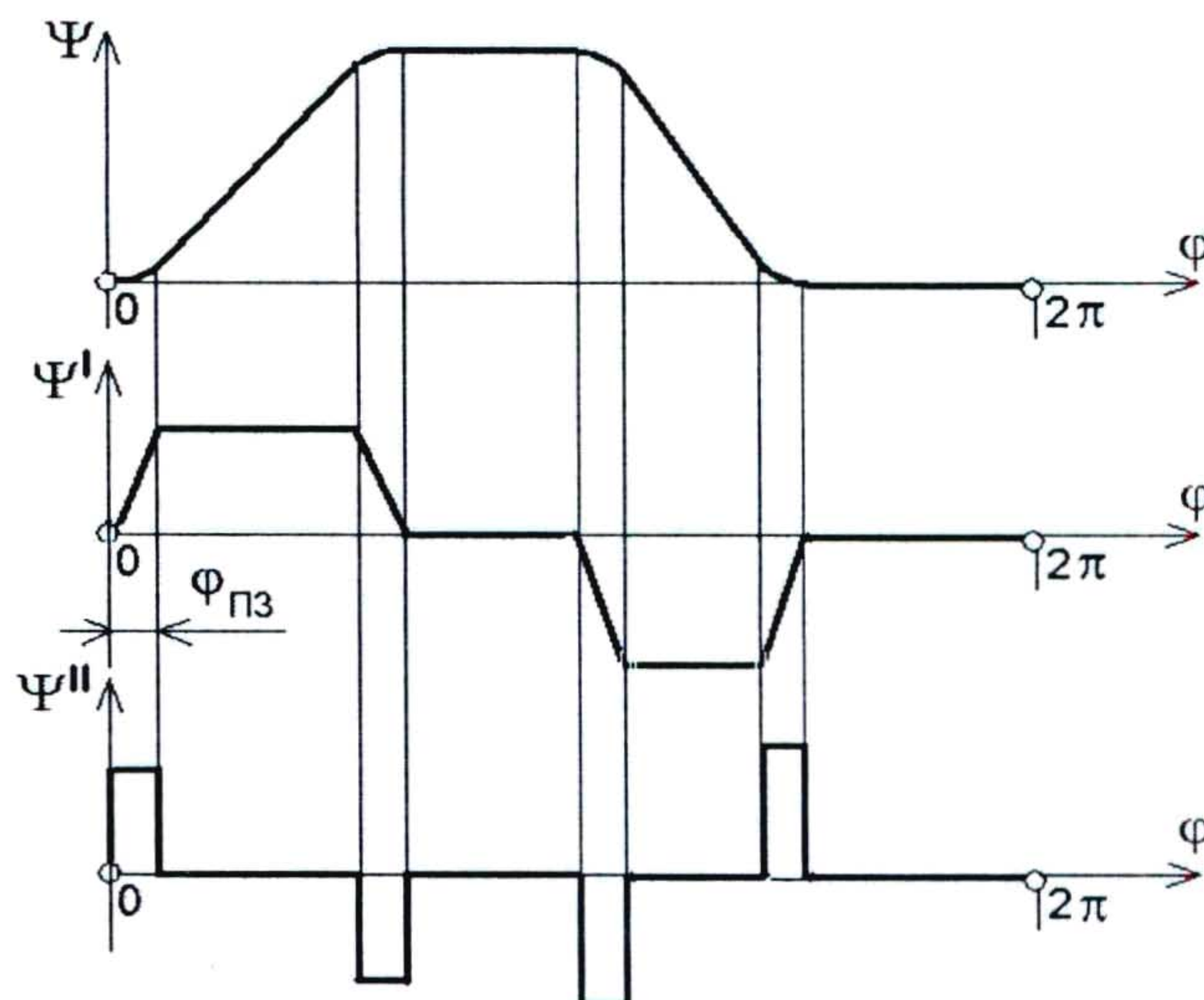


Рис. 5. Функция положения со смягчением ударных нагрузок

В положениях выходного звена (исполнительного элемента), где оно движется с ускорением $\epsilon_{ИЭ}$, на него действуют моменты сил инерции

$$M_{дин} = J_{ИЭ} \cdot \epsilon_{ИЭ},$$

где $J_{ИЭ}$ – момент инерции исполнительного элемента.

Избежать сильных ударных нагрузок, что является весьма важным для быстроходных механизмов, можно при использовании треугольной (или синусоидальной) формы графика аналога ускорений (рис. 6).

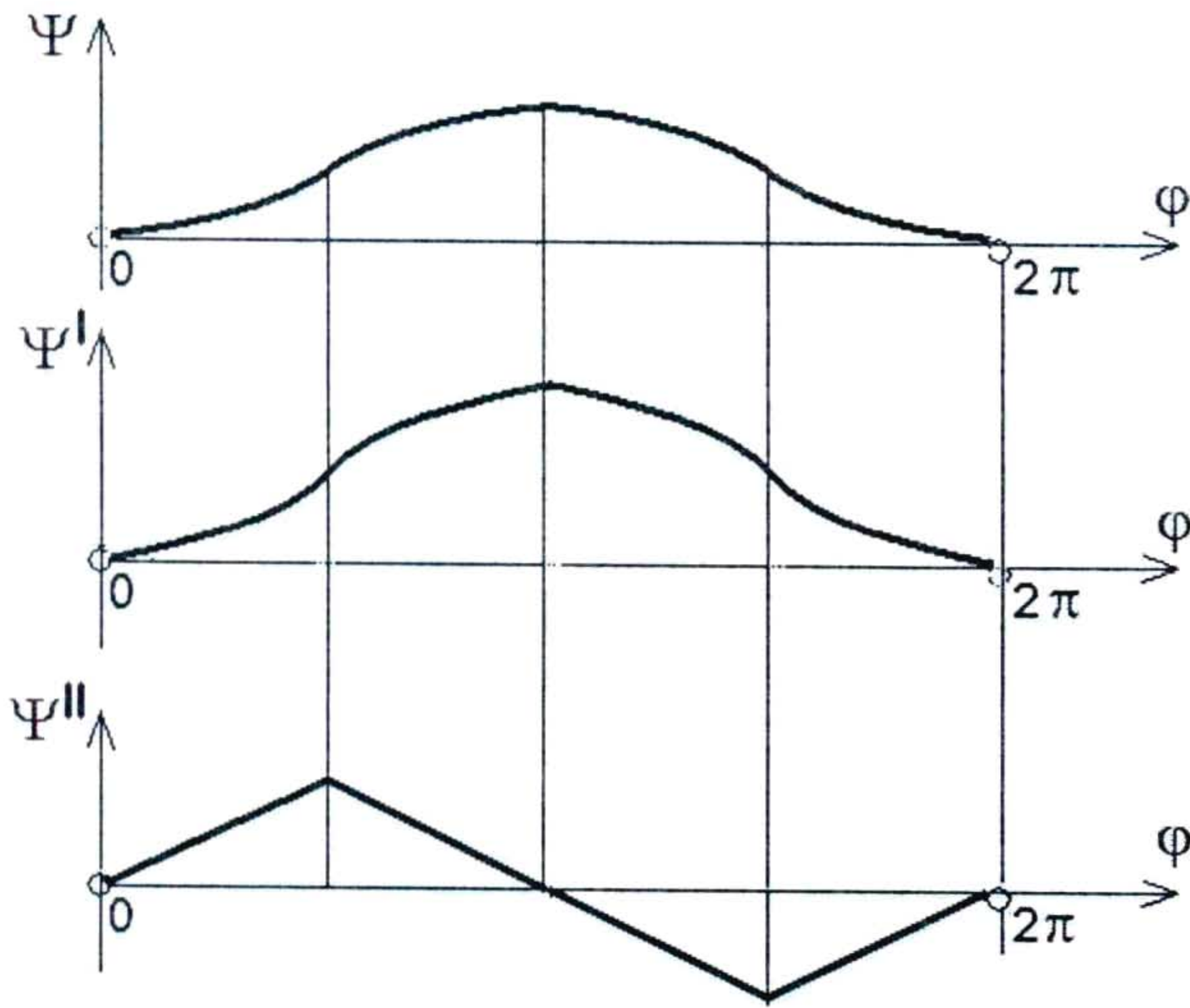


Рис. 6. Функция положения с малыми ударными нагрузками

Кривошипно-кулисные плоские механизмы

Кулиса – звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару (рис. 7).

Конструкции кулис показаны на рис. 8. Охватывающая кулиса может быть с прямоугольной ползушкой (рис. 8, а) или цилиндрической (трубчатой), что является довольно удобным в механизмах с использованием гидравлических или пневматических устройств (рис. 8, б). Охватываемая кулиса показана на рис. 8, в.

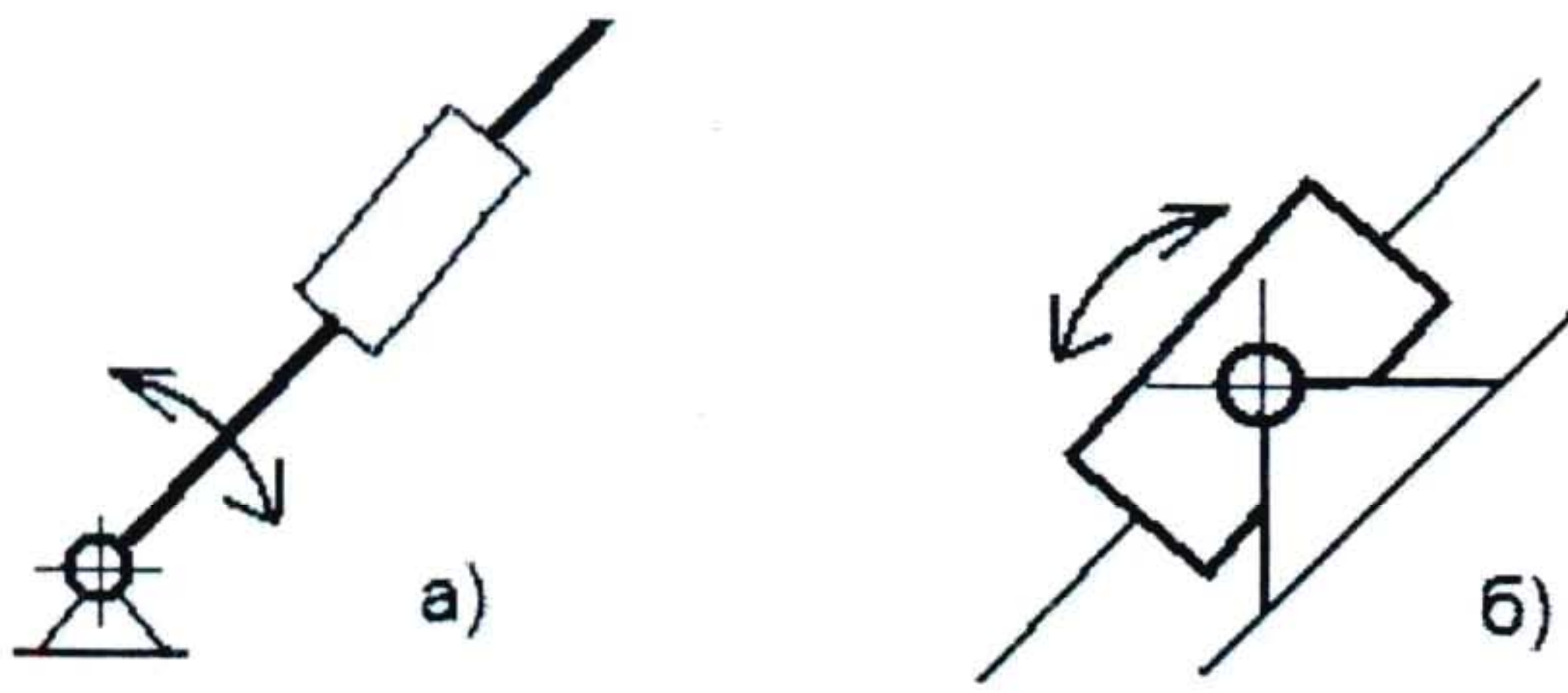


Рис. 7. Схемы кулис

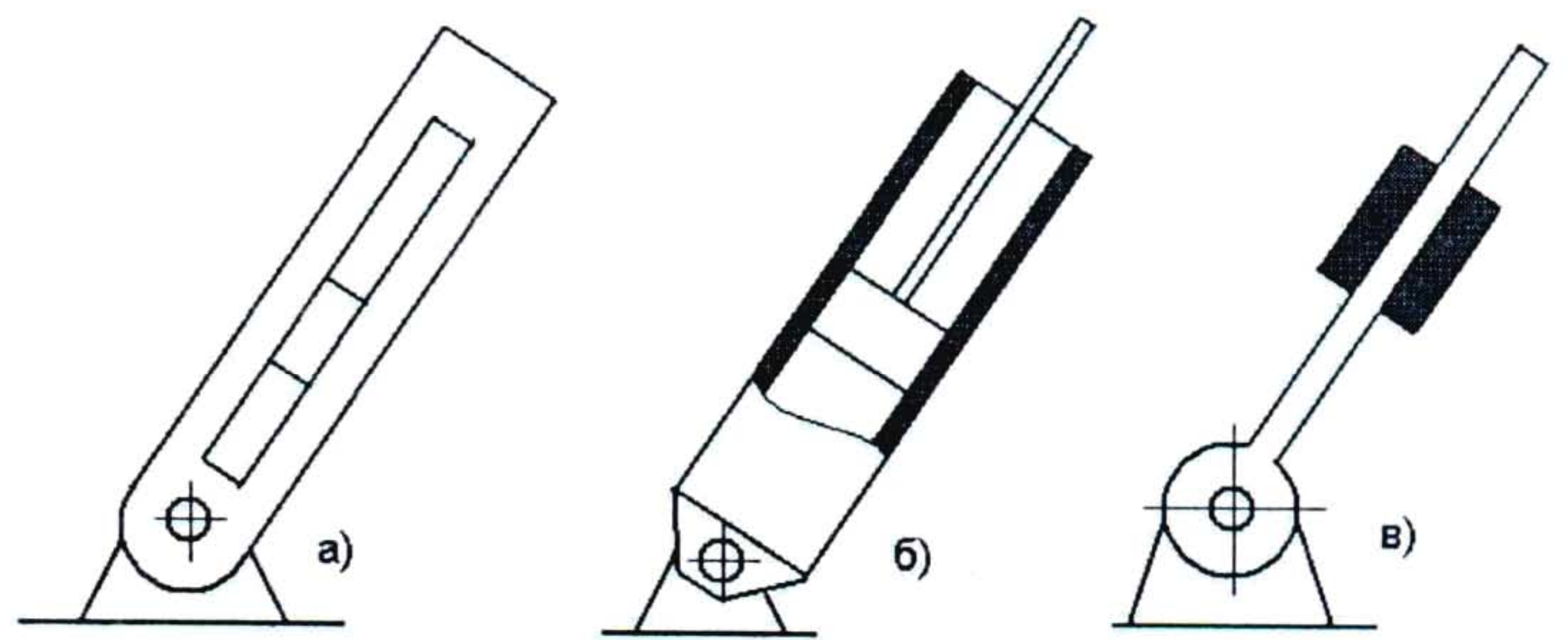


Рис. 8. Конструкции кулис

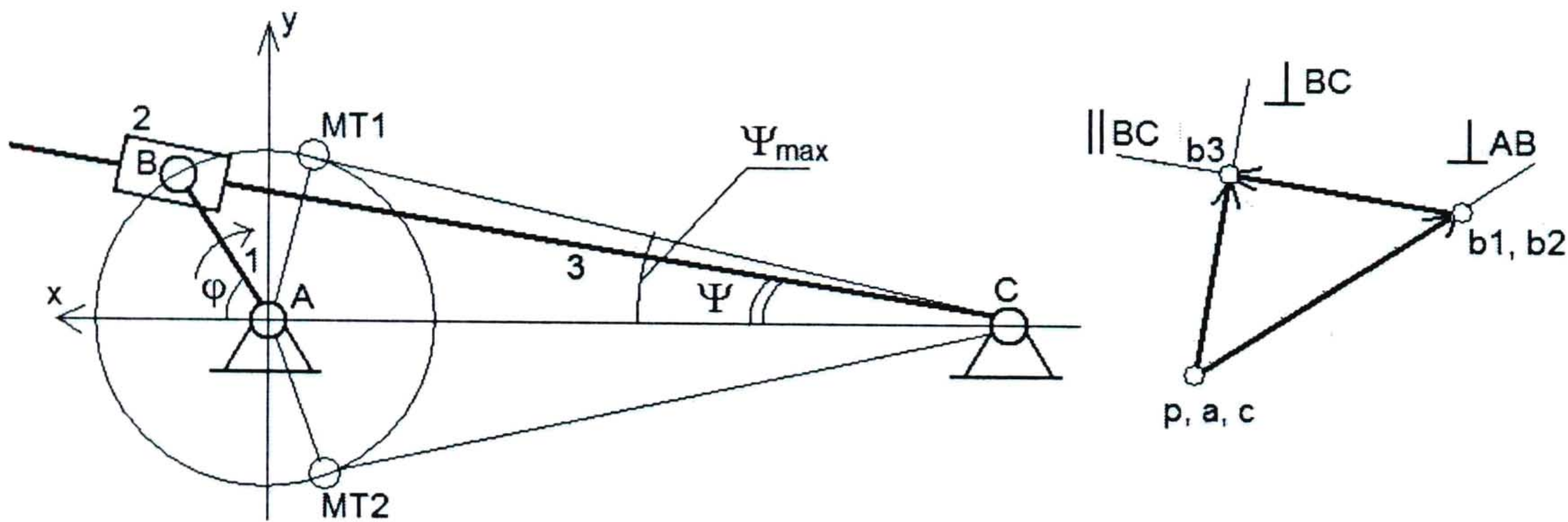


Рис. 9. Кривошипно-кулисный механизм

Кривошипно-кулисный механизм и план скоростей для него в выделенном положении представлены на рис. 9. В положениях МТ1 и МТ2 – «мёртвых точках» – наблюдается остановка кулисы. Из рисунка видно, что:

$$\Psi_{MAX} = \arcsin\left(\frac{AB}{AC}\right);$$

$$\varphi_{MT1} = \frac{\pi}{2} + \Psi_{MAX};$$

$$\varphi_{MT2} = 2\pi - \varphi_{MT1}.$$

Важным преимуществом такого ме-



ханизма является его компактность и простота конструкции. Прямой и обратный ход кулисы неодинаковы, поэтому рабочий ход (медленный) делают на участке от МТ2 до МТ1, а холостой ход (быстрый) на участке от МТ1 до МТ2. Кулиса здесь движется неравномерно. Примерный вид функции положения для изображенного на рис. 9 механизма показан на рис. 10.

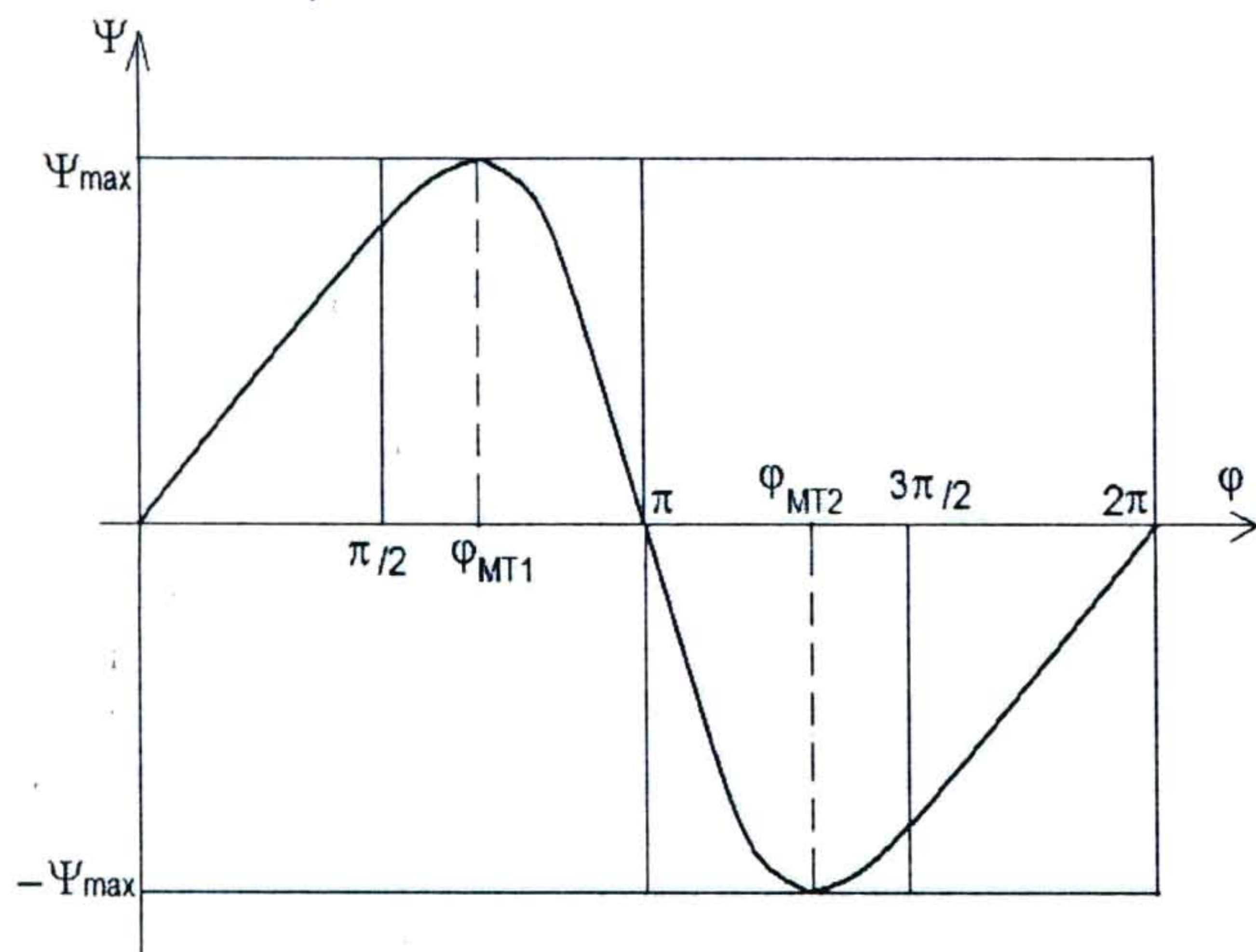


Рис. 10. Функция положения кривошипно-кулисного механизма

Выполним аналитический расчёт кинематики такого механизма. Рассмотрим треугольник ABC. В проекциях на оси координат x и y получим уравнения:

$$\text{на ось } x \quad AB \cos \varphi + AC = BC \cos \Psi, \quad (1)$$

$$\text{на ось } y \quad AB \sin \varphi = BC \sin \Psi. \quad (2)$$

При делении (2) на (1):

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{AB \sin \varphi}{AC + AB \cos \varphi},$$

и функция положения будет

$$\Psi = \operatorname{arctg} \left(\frac{AB \sin \varphi}{AC + AB \cos \varphi} \right).$$

Если продифференцировать уравнение (2) по координате φ , то получим

$$AB \cos \varphi = \frac{dBC}{d\varphi} \sin \Psi + BC \cos \Psi \Psi'.$$

Из углов этого уравнения вычтем угол Ψ (то есть, применим метод обращения движения, о котором подробнее изложено ниже) и получим

$$AB \cos(\varphi - \Psi) = BC \Psi',$$

откуда аналог скорости выходного звена (ку-

лисы) будет

$$\Psi' = \frac{AB}{BC} \cos(\varphi - \Psi).$$

Кулачково-коромысловые механизмы

Кулачковый механизм – механизм, ведущее звено которого – кулачок, имеющее поверхность переменной кривизны, взаимодействует с другим подвижным звеном, образуя высшую кинематическую пару (соприкосновение по линиям и точкам).

Кулачки можно изготавливать дисковыми или цилиндрическими, а силовое замыкание между кулачком и коромыслом осуществляется упругим элементом (пружиной) или с помощью жёлоба (рис. 11).

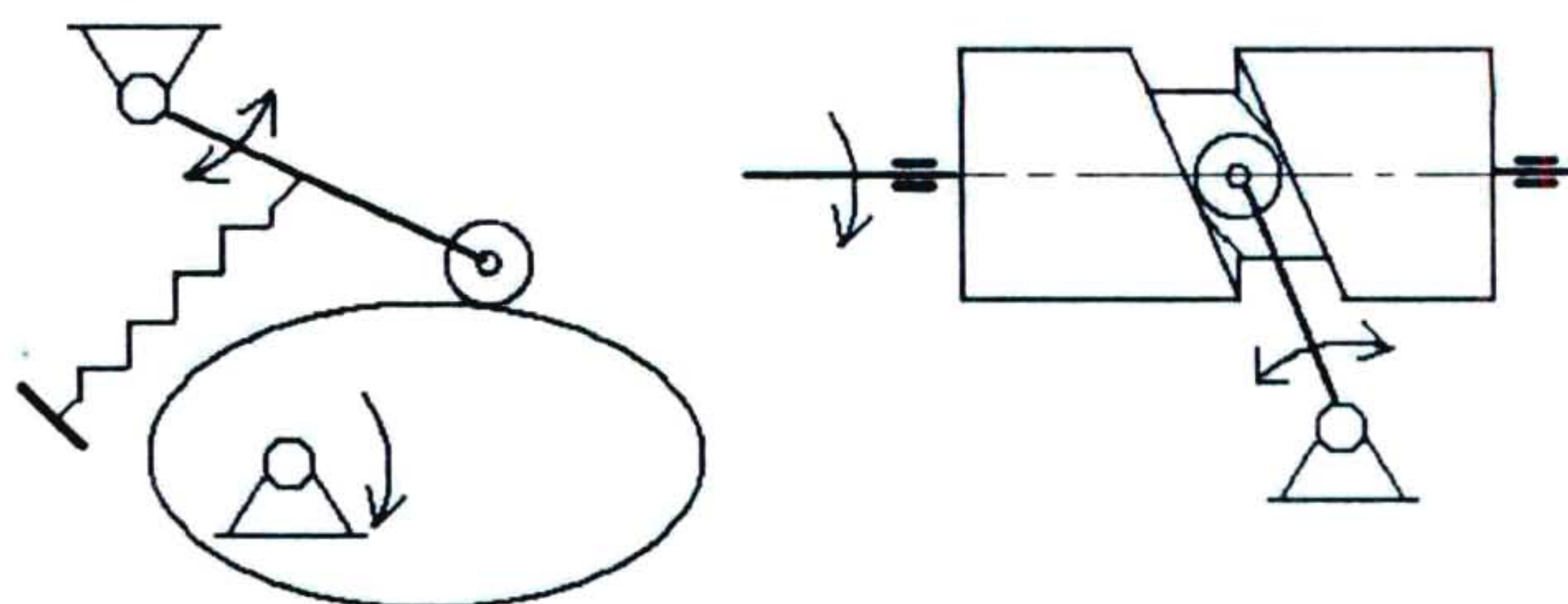


Рис. 11. Кулачково-коромысловые механизмы

Выбирая профиль кулачка, можно получить практически любой закон движения коромысла при равномерном вращении кулачка. Часто требуется получить линейную функцию положения коромысла на этапе его подъёма или опускания (см. рис. 4). Тогда функция положения коромысла определяется зависимостью

$$\Psi = \frac{\Psi_{MAX}}{\varphi_{ПХ}} \varphi.$$

В этом случае профиль кулачка на этом участке представляет собой фрагмент спирали Архимеда (её радиус: $R = A \cdot \varphi$, где $A = \text{const}$).

На рис. 12,а показан механизм с дисковым кулачком, а на рис. 12,б – план скоростей для указанного положения.

При вращении кулачка изменяется угол давления – ν , угол между нормалью $n-n$ к профилю кулачка в данном положении и направлением Π , перпендикулярным к коромыслу (см. рис. 12,а). Когда $\nu > \nu_{MAX} \approx 45^\circ$, то проекция силы давления коромысла



$F_{2N} = F_2 \sin \nu$ становится весьма большой, из-за чего возникают значительные потери на трение (вплоть до заклинивания и самоторможения) и значительный износ в шарнирах. Если увеличить минимальный радиус кулачка – r_0 , то скорость точки B кулачка увеличится ($V_{B1} = \omega_1 \cdot AB$). Поэтому план скорости для одного и того же положения кулачка и при не-

изменном значении аналога скорости коромысла изменится как показано на рис. 12, в. Из сравнения двух планов (см. рис. 12, б и в) следует, что с увеличением габаритных размеров кулачка (минимального радиуса – r_0) при неизменной кинематике механизма угол давления уменьшается ($\nu' < \nu$).

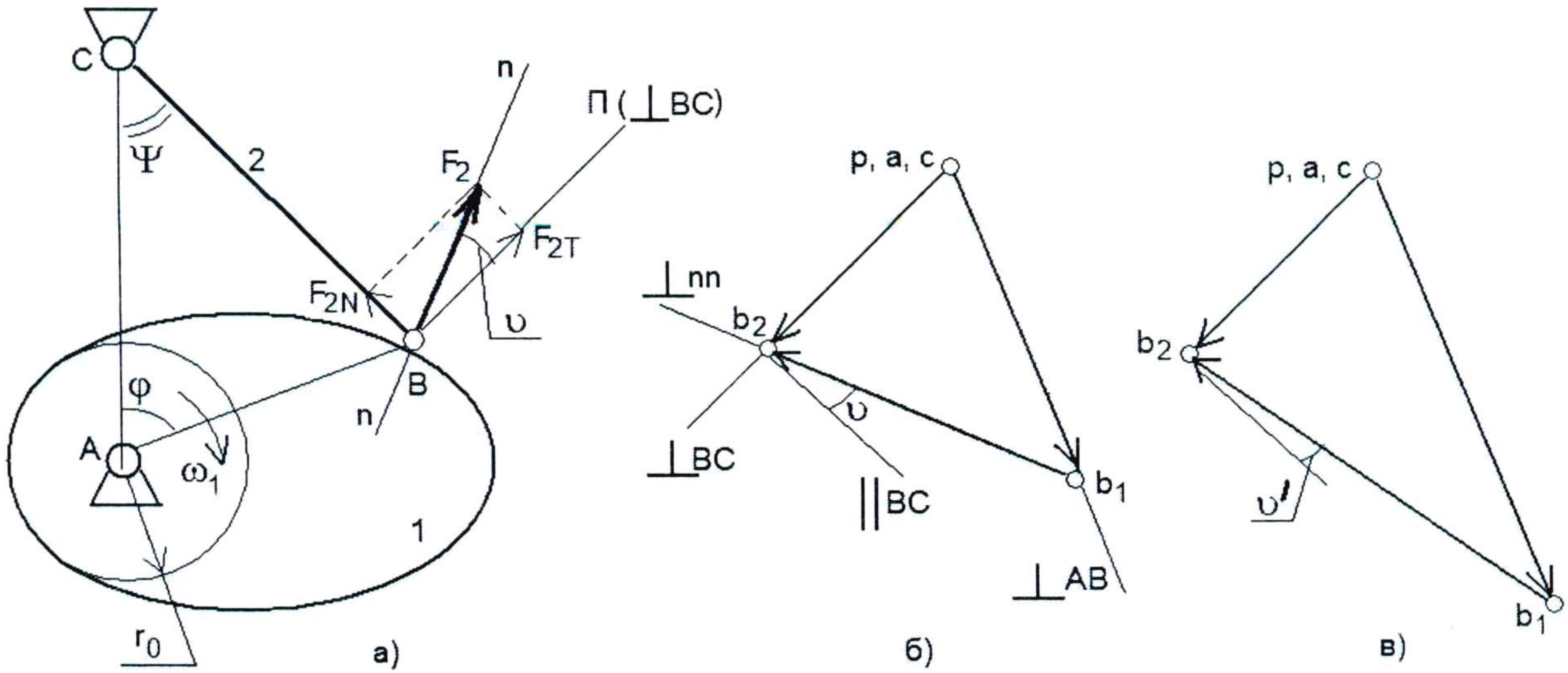


Рис. 12. Дисковый кулачковый механизм

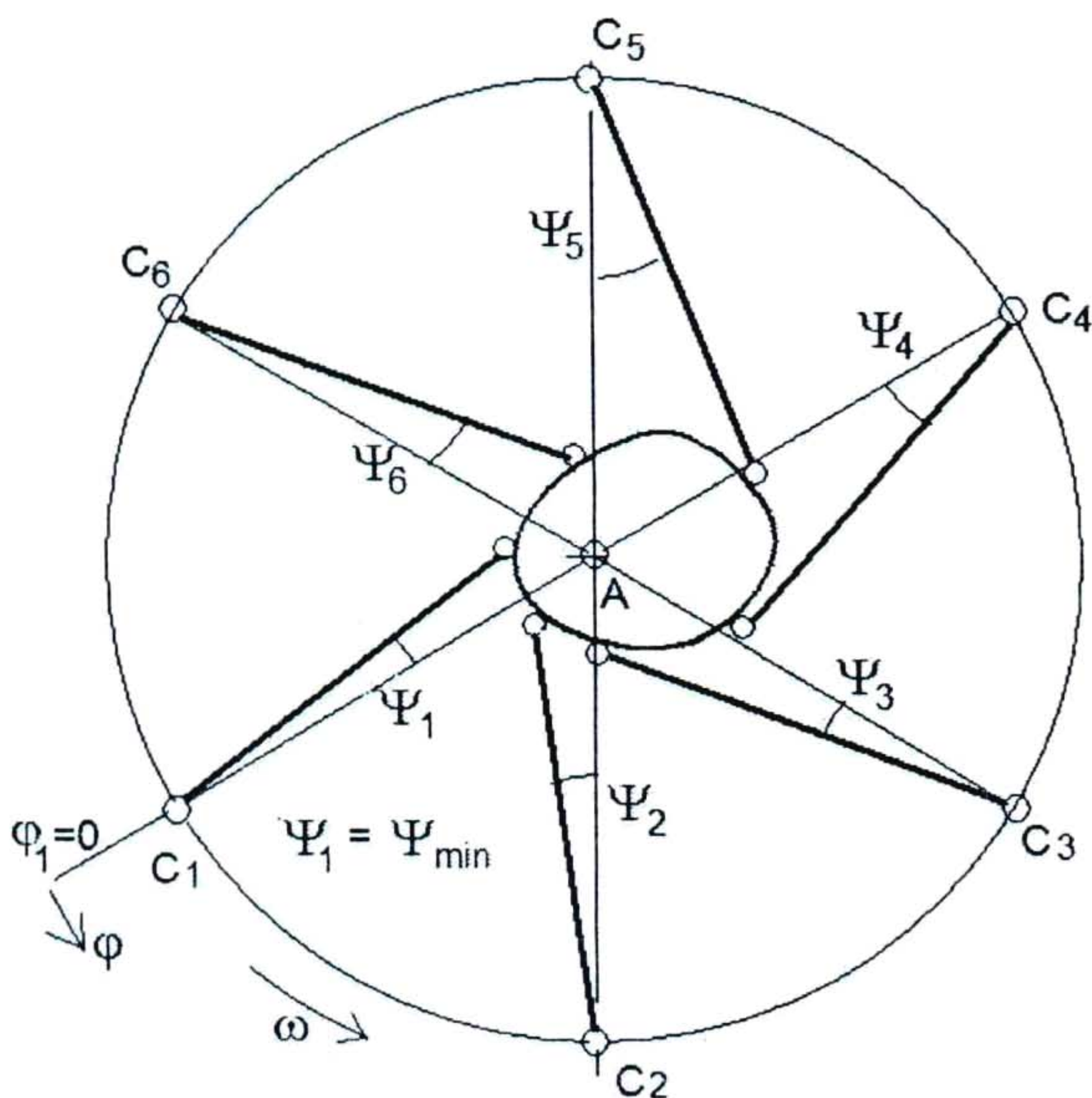


Рис. 13. Метод обращения вращения

Выполним кинематический анализ кулачково-коромыслового механизма, показанного на рис. 13. Для определения функции положения коромысла 2 при вращении кулачка 1 с заданным профилем можно

применить графический метод обращения вращения. Сообщим всему механизму угловую скорость $\omega = -\omega_1$, то есть равную по величине, но противоположную угловой скорости кулачка. При этом кулачок будет оставаться неподвижным, а коромысло будет вращаться вокруг точки A с угловой скоростью ω , занимая последовательно положения C_1, C_2, \dots, C_6 . Точкой C_1 обозначим положение точки C коромысла, при котором его отклонение от системы отсчёта минимально: $\Psi_1 = \Psi_{\min}$.

Измеряя углы отклонения коромысла – Ψ_i , построим график зависимости $\Psi(\varphi)$, где угол φ измеряется от точки C_1 (рис. 14).

Для этого отложим в произвольном масштабе μ_Ψ [рад/мм] углы положения коромысла Ψ_1, \dots, Ψ_6 на ординатах графика, где по оси абсцисс отложены значения угла поворота кулачка – φ_i в произвольном масштабе μ_φ [рад/мм]. Переместим ось абсцисс в положение, где угол отклонения коромысла минимален – Ψ_{\min} , затем сгладим ломаную линию и получим график функции положения заданного механизма (рис. 15, а).

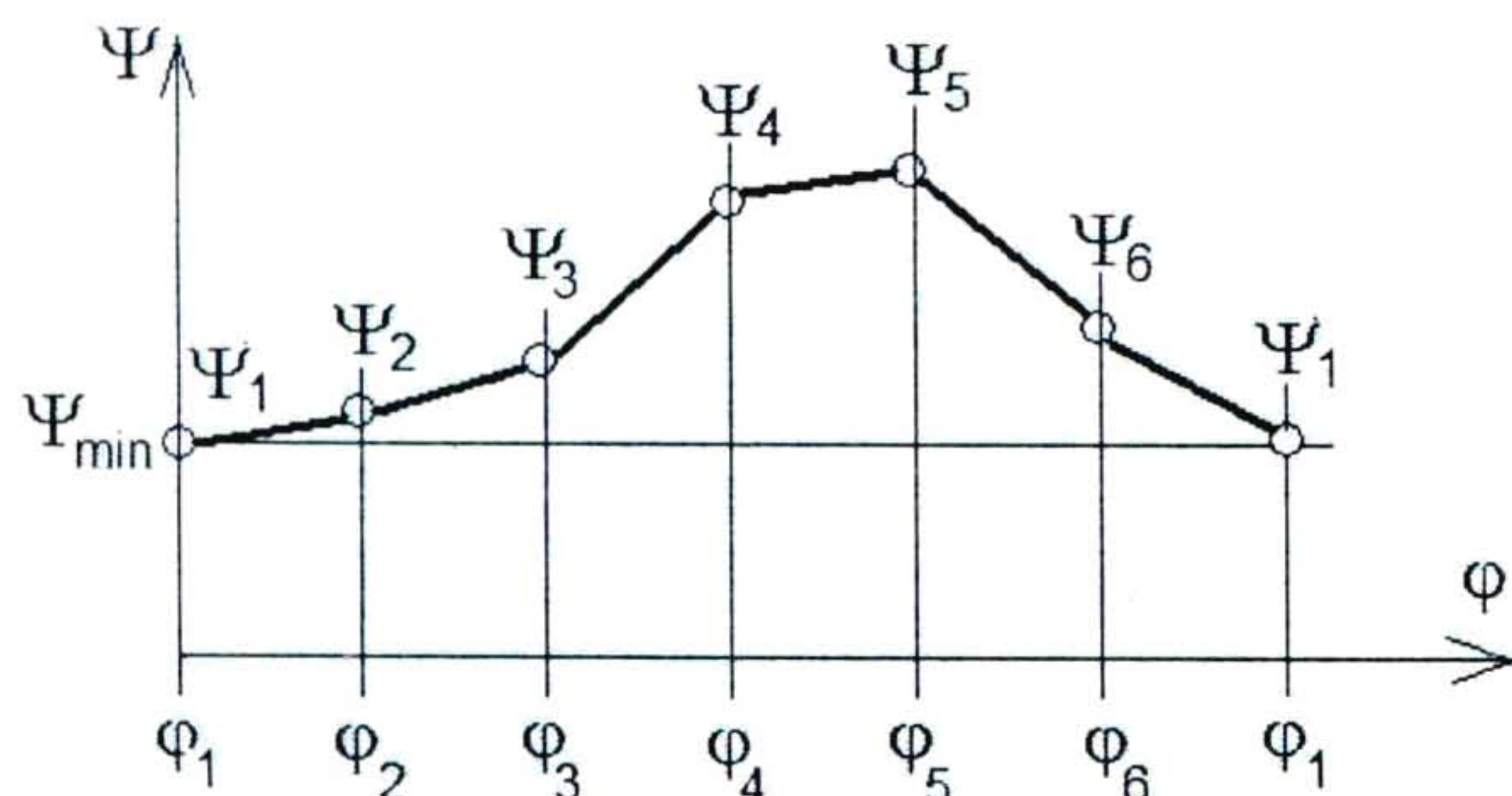


Рис. 14. Построение функции положения

Для определения аналогов скоростей (а затем – и ускорений) этого механизма удобнее всего применить метод кинематических диаграмм, который позволяет определить аналог угловой скорости графическим дифференцированием кривой $\Psi(\varphi)$. Продолжим ось абсцисс влево до точки O , отстоящей от начала координат на произвольно выбранное расстояние k . Далее, в точках $2_1, \dots, 6_1$ проводим касательные, а через точку O – лучи $O2_2, \dots, O6_2$, параллельные этим касательным. Эти лучи отсекут на оси ординат отрезки $1_1-2_2, 1_1-3_2, \dots, 1_1-6_2$.

Рассмотрим, например, точку 2_2 . Аналог скорости для этой точки

$$\Psi'_2 = \frac{d\Psi}{d\varphi} = \frac{\mu_\Psi}{\mu_\varphi} \cdot \operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{\mu_\Psi}{k \cdot \mu_\varphi} \cdot k \cdot \operatorname{tg}\alpha_2.$$

Но величина $k \cdot \operatorname{tg}\alpha_2$ равна длине отрезка 1_1-2_2 . Таким образом, откладывая отрезки $1_1-2_2, 1_1-3_2, \dots, 1_1-6_2$ на ординатах точек $1, \dots, 6$, получим график аналога скорости $\Psi'(\varphi)$ для заданного механизма (рис. 15,б). Сгладив полученную ломаную и проведя повторное графическое дифференцирование кривой $\Psi'(\varphi)$, можно получить зависимость аналога ускорений коромысла от положения кулачка: $\Psi''(\varphi)$.

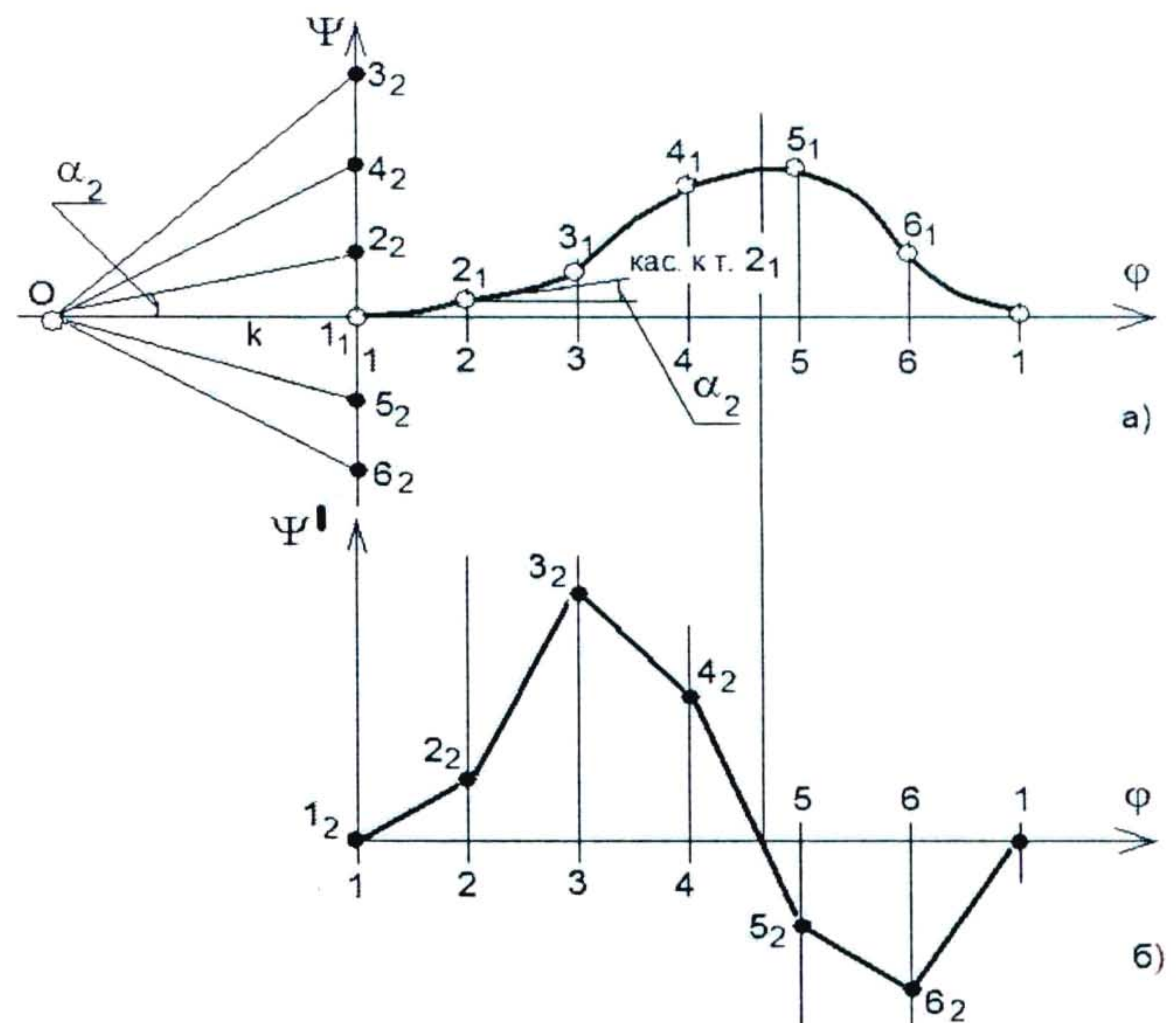


Рис. 15. Применение метода кинематических диаграмм

Для определения требуемых размеров кулачка при проектировании кулачкового механизма используют построение закона движения точки B коромысла на фазовой плоскости (S_B, V_B) , где $S_B = \Psi L_K$, $V_B = \Psi'(\varphi) L_K$ (L_K – длина коромысла) – графический метод, основанный на том свойстве, что если на плане скоростей (см. рис. 12,б) через точку b_2 провести линию, перпендикулярную вектору скорости точки B коромысла, то она составит с направлением b_2b_1 угол ν . Более подробно сущность этого метода изложена в [3 и 4]. В едином графическом масштабе на дуге b хода точки B коромысла откладывают отрезки, равные V_B , направленные вдоль коромысла: при подъёме коромысла – вправо, при опускании – влево (рис. 16). Образуется замкнутая кривая $1_2-2_2-3_2-4_2-5_2-6_2-1_2$. Если провести множество касательных к полученной кривой, то можно найти некоторую область (на рисунке она заштрихована), в которой не проходит ни одна из этих касательных. В пределах этой области можно расположить ось вращения кулачка – точку A . При её расположении в точке A_0 размеры кулачка будут наименьшими. При этом минимальный радиус кулачка – r_0 , а минимальный угол отклонения коромысла – Ψ_{\min} .

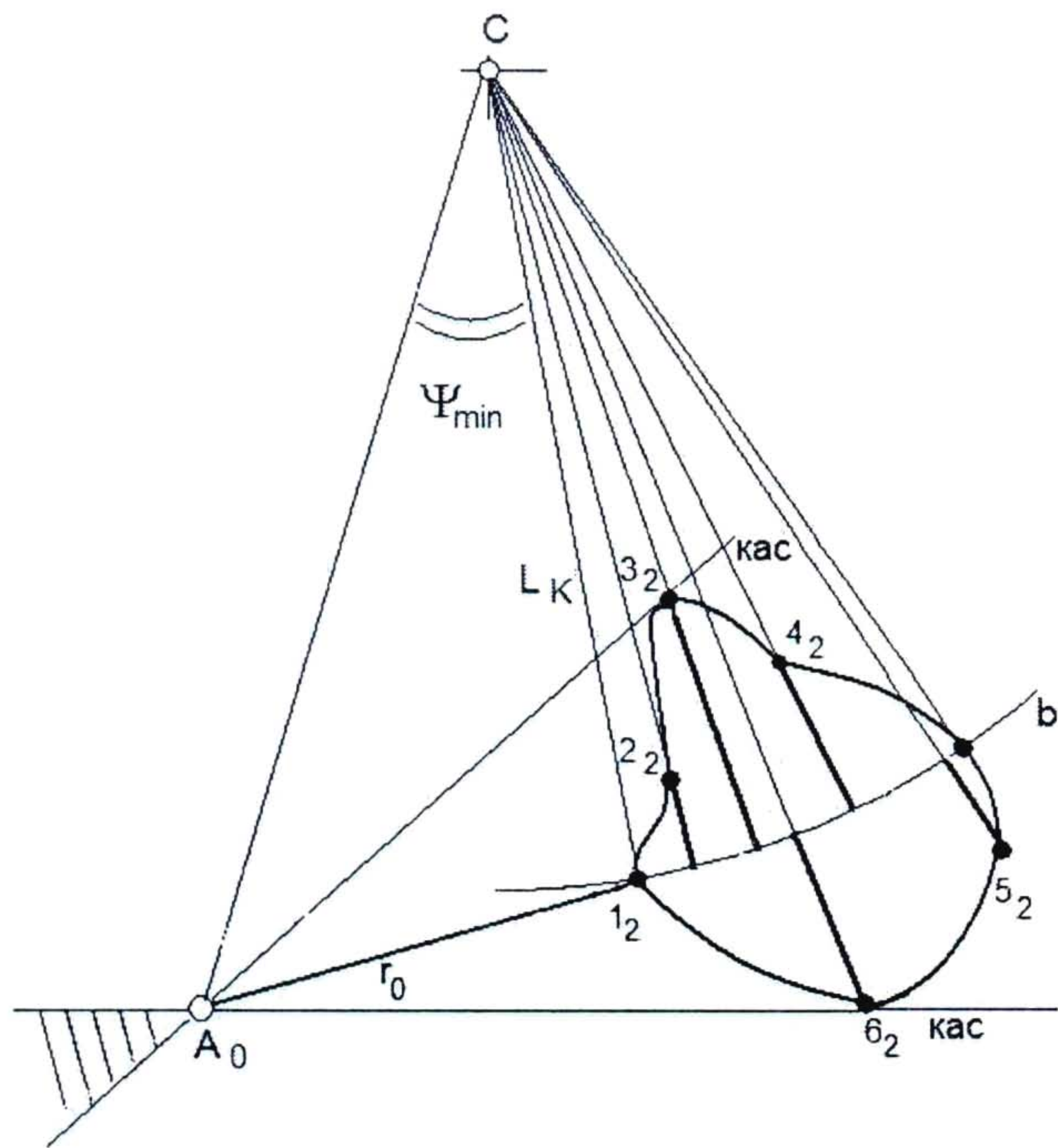


Рис. 16. Определение габаритных размеров кулачка

Для снижения трения часто в точке B коромысла устанавливают вращающийся ролик радиусом r_p . В этом случае реальный профиль кулачка выполняют по кривой, эквидистантной полученному профилю и расположенной на расстоянии r_p от него (рис. 17,а).

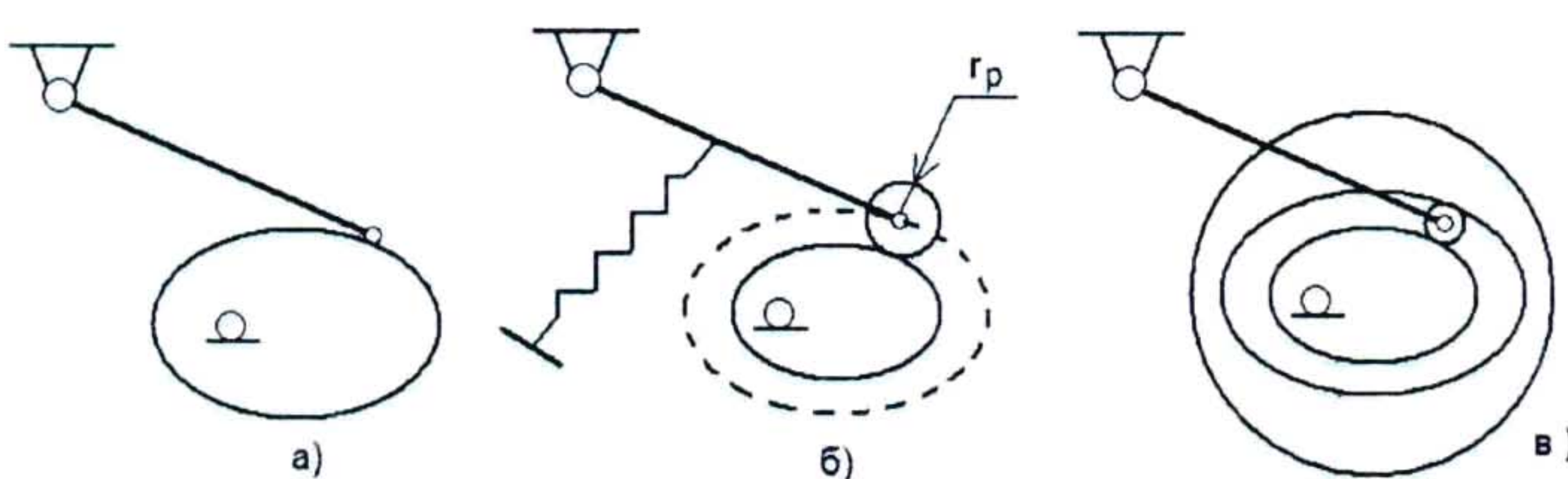


Рис. 17. Модификации кулачкового механизма

Если силовое замыкание между кулачком и коромыслом обеспечивается пружиной (рис. 17,б), то надо выбирать пружину достаточно жёсткой, чтобы не могло произойти размыкания между звеньями. С другой стороны, слишком жёсткая пружина увеличивает износ трущихся элементов механизма. Для пружины должно выполняться условие

$$M_{\text{ПР МАХ}} \approx (1,2 \dots 1,3) M_{\text{ДИН МАХ}},$$

где $M_{\text{ПР МАХ}}$ – максимальный момент,

развиваемый пружиной;

$M_{\text{ДИН МАХ}}$ – максимальный динамический момент коромысла

$$M_{\text{ДИН МАХ}} = J_{\text{КОР}} \cdot \varepsilon_{\text{КОР МАХ}},$$

$J_{\text{КОР}}$ – момент инерции коромысла;

$\varepsilon_{\text{КОР МАХ}}$ – максимальное угловое ускорение коромысла на участке его опускания.

Можно использовать и геометрическое замыкание между кулачком и коромыслом (рис. 17,в) с помощью жёлоба или канавки на кулачке. Но в этом случае изготовление кулачка сильно усложняется.

На рис. 18 показана довольно экзотическая кинематическая схема механизма с кулачком и реечной зубчатой передачей. Такая схема позволяет обеспечить большие углы сканирования и – при надлежащем выборе профиля кулачка – равномерное движение выходного звена при перемещении от одной крайней точки к другой.

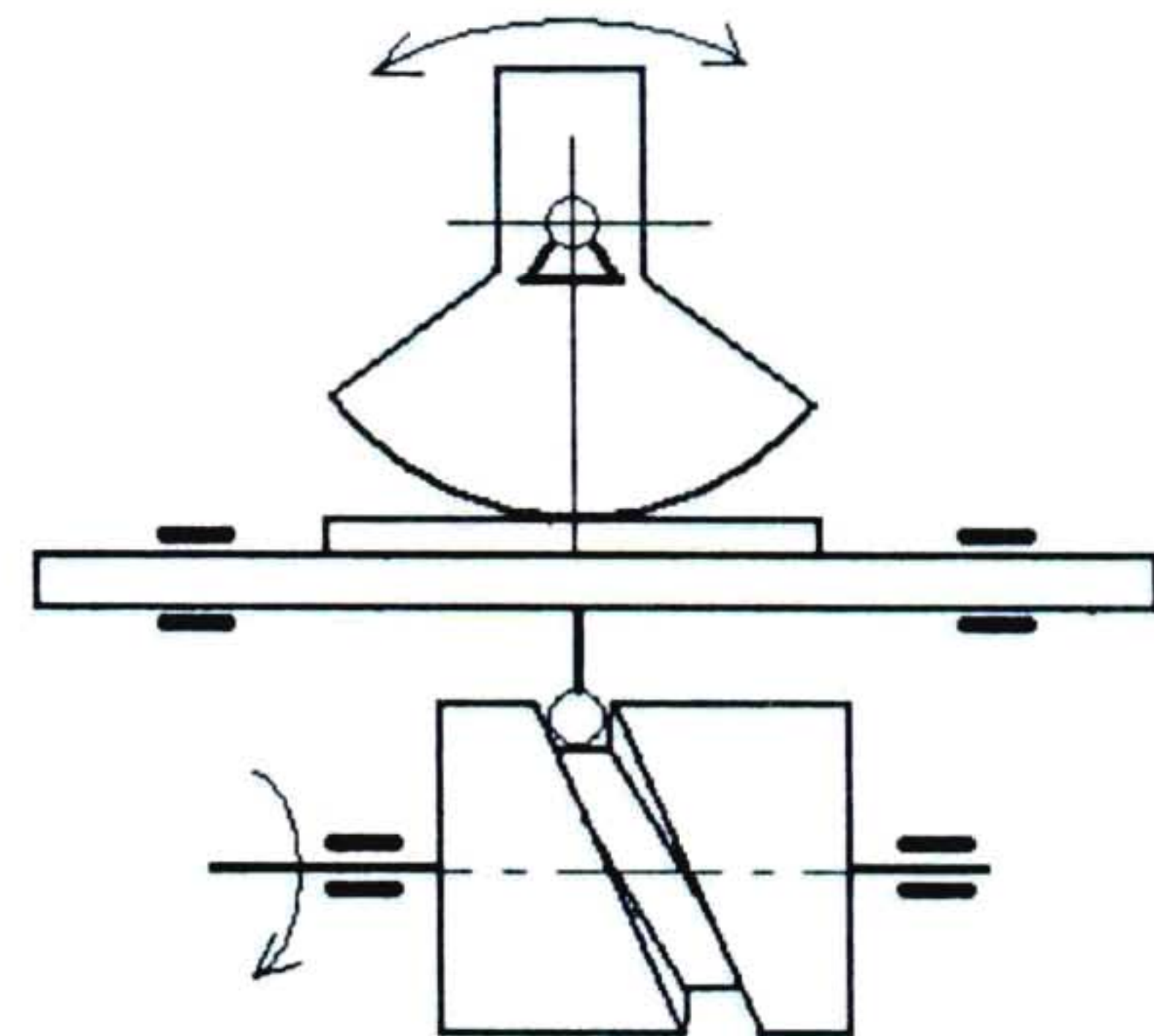


Рис. 18. Схема механизма с кулачком и реечной передачей

В заключение отметим, что существует целый ряд конструктивных решений, обеспечивающих возвратно-вращательное движение исполнительного элемента, каждый из которых обладает своими особенностями. Для экспресс-выбора типа механизма эти особенности в укрупнённом виде можно свести в единую бинарную таблицу, где наличие указанного признака отмечено цифрой 1, а отсутствие – цифрой 0 (табл.1). Окончательное принятие решения необходимо проводить на основе тщательного анализа различных конструкций механических устройств сканирования с подбором их параметров и последующим сравнением полученных вариантов для использования в специальных системах.



Таблица 1

Конструктивные особенности механизмов с возвратно-вращательным движением исполнительного элемента (ИЭ)

	Тип механизма	
	Кривошипно-кулисный	Кулачковый
Движение ИЭ:		
любое	0	1
равномерное	0	1
Цикл движения ИЭ:		
симметричный	0	1
несимметричный	1	1
Малые динамические нагрузки при работе	0	1
Малые углы отклонения ИЭ	1	1
Малые перегрузки электродвигателя	1	1

Литература

1. Роцин Г.И. Конструирование механизмов радиоэлектронной аппаратуры. Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1983, С. 329-334.
2. Роцин Г.И. Несущие конструкции и механизмы РЭА – М.: Высшая школа, 1981, 375 с.

3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин – М.: Наука, Гл. ред. Физ.-мат. Лит., 1988, 640 с.
4. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин – М.: Наука, Гл. ред. Физ.-мат. Лит., 1972, 384 с.



МОСКОВСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

КАФЕДРА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА



На базе кафедры Автоматизированного электропривода МЭИ 1 февраля 2012 г. прошел семинар: **«ЭЛЕКТРОПРИВОД И РАЗВИТИЕ ТЕХНИКИ»**

Ежегодные научно-практические семинары, посвященные актуальным вопросам электропривода, проводятся кафедрой Автоматизированного электропривода МЭИ с 1994 года. Актуальность подобных семинаров обусловлена развитием инновационных процессов в сфере автоматизации промышленных технологий и растущим при этом спросе промышленности на все более совершенные системы электропривода, от которых в значительной степени зависят качественные показатели технологических установок. При этом углубление теории электропривода, совершенствование силовой преобразовательной техники и интеллектуальных средств управления делает остро востребованной аналитическую информацию о достижениях и тенденциях в области электропривода. Тема семинара определена важностью методологической составляющей такой информации, без которой нельзя обеспечить прочный фундамент для процессов обучения, повышения квалификации специалистов и, в конечном итоге, процессов проектирования и разработки новой техники.

Выбранная тема семинара связана с тем, что в 2012 году исполняется 75 лет со дня рождения С.К. Козырева, внесшего значительный вклад в развитие методологических основ науки и образования в области электропривода. Проведение семинара, посвященного этой тематике, явилось хорошим поводом еще раз раскрыть ценность его заслуг в этой области.

Семинар имел практическую направленность. В докладах его участников нашли отражение опыт разработки, внедрения и основанный на нем прогноз тенденций развития современного электропривода. Основные пять докладов посвящены следующим вопросам: основные вехи становления электропривода как отрасли науки и техники; взаимовлияние промышленных технологий и электропривода; прошлое и будущее сервопривода; влияние силовой электроники на развитие электропривода; средства обработки информации и прогресс электропривода.