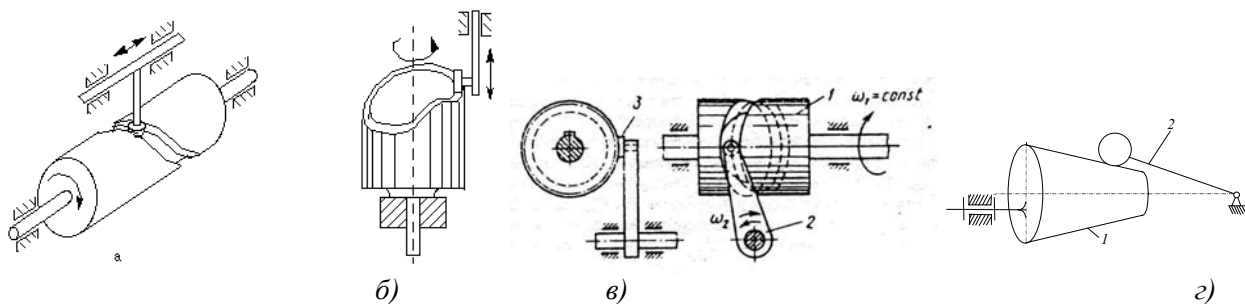


7.0 ГЪРБИЧНИ МЕХАНИЗМИ, ВИДОВЕ, ЗАТВАРЯНЕ НА ДВОИЦАТА, ФАЗОВИ ЪГЛИ, ГЕОМЕТРИЧНИ И СИЛОВИ ОГРАНИЧЕНИЯ

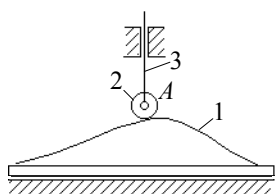
7.1 ОБЩИ СВЕДЕНИЯ И ВИДОВЕ ГЪРБИЧНИ МЕХАНИЗМИ

Гърбичните механизми са контурни механизми с две подвижни звена, образуващи контурна двоица, или с три подвижни звена едното, от които е пасивно и служи за намаляване на триенето в контурната двоица. При гърбичните механизми началното звено наречено **гърбица** има сложен профил, а изпълнителното звено притежава контур с проста форма – окръжност, равнина или острие. От профила на гърбицата основно зависи функцията на преместване на изпълнителното звено. Важно предимство на тези механизми е, че с две подвижни звена може да реализират преобразуване на движения по сложни закони и да осигурят точни престои на изпълнителното звено. **Престой** извършва звено, което остава неподвижно за определен интервал на обобщената координата при непрекъснато движение на началното звено. Основен недостатък на гърбичните механизми е ниската им товароносимост и интензивното износване на профилите на контурните двоици. Тези качества ги правят приложими в устройства с малки натоварвания – автомати, регулиращи, превключващи и управляващи механизми.

В зависимост от разположението на звената в пространството гърбичните механизми се делят на пространствени и равнинни. При пространствените звената заемат произволни положения в пространството. Гърбиците може да имат цилиндрична форма (фиг. 7.1 а), б), в) коноид (фиг. 7.1 г), или сложна пространствена форма. Изпълнителните звена извършват прости трансляционни (фиг. 7.1 а) б) или ротационни (фиг. 7.1 в), г) колебателни движения.



Фиг. 7.1 Пространствени гърбични механизми

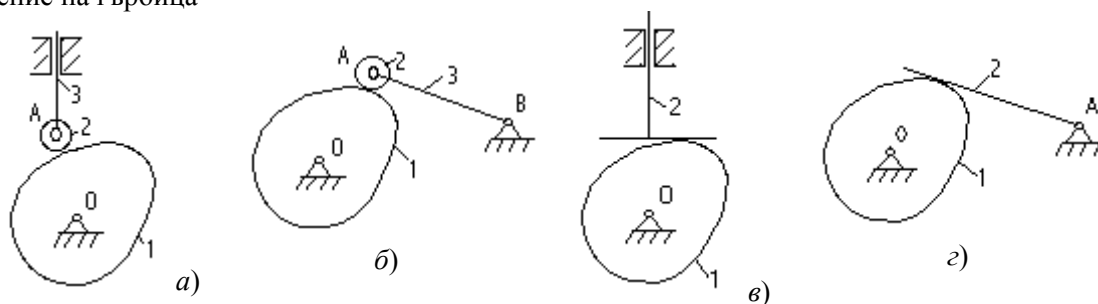


Фиг. 7.2

Транслационно движение на гърбица

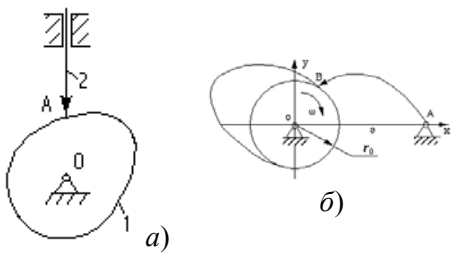
Равнинните гърбични механизми се подразделят на два основни вида – с трансляционно и с ротационно движение на гърбицата. Транслационно движещите се гърбици (фиг. 7.2) извършват колебателна трансляция.

Равнинните гърбични механизми с ротационно движение на гърбицата (фиг. 7.3) са намерили най-широко приложение в практиката. При този тип механизми гърбицата най-често получава



Фиг. 7.3 Видове равнинни гърбични механизми с въртяща се гърбица

непрекъснато равномерно задвижване от двигател или трансмисия с постоянни обороти, а изпълнителното звено се премества трансляционно или ротационно по зададен периодичен

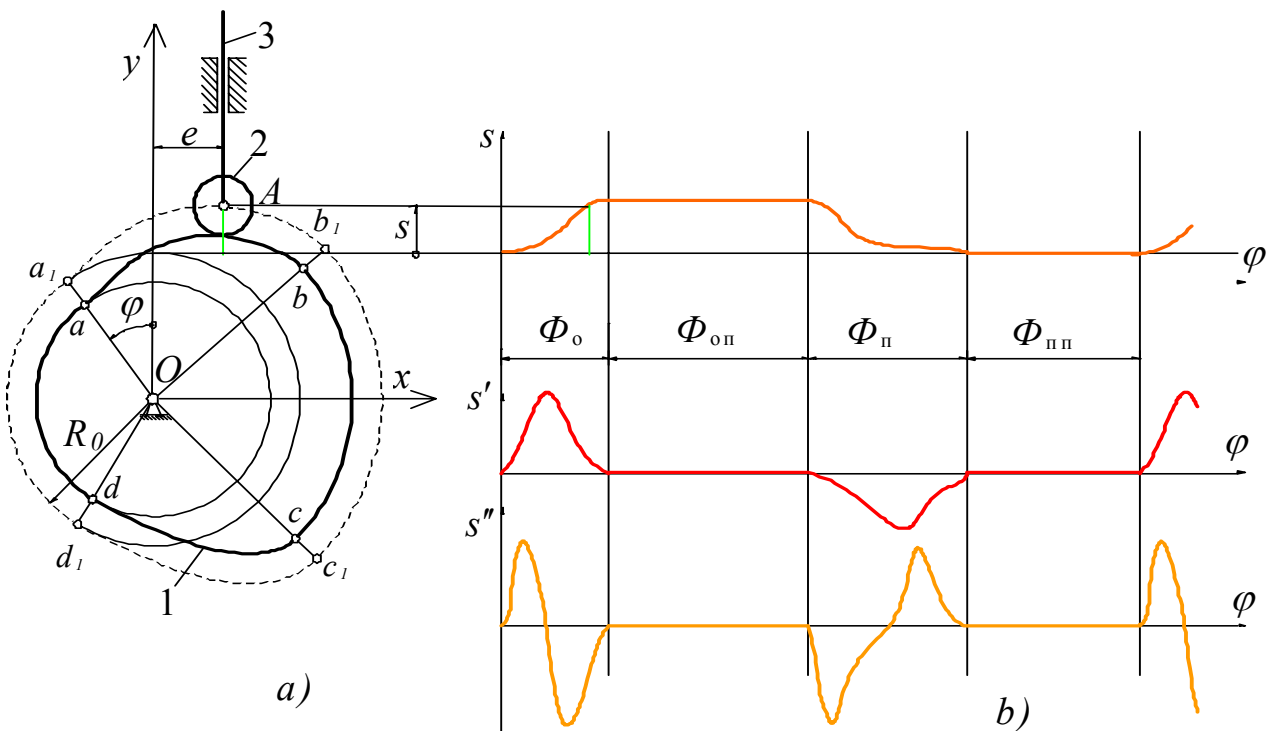


Фиг. 7.4. Гърбични механизми с острие

закон. Най-широко приложение в практиката намират гърбичните механизми с ролков плъзгач фиг. 7.3 а), с ролкова кобилица фиг. 7.3 б) и тези с плоско изпълнително звено – тарелков плъзгач фиг. 7. в) и плоска кулиса фиг. 7.3 з). Гърбичните механизми с острие (фиг. 7.4) се използват само при много малки натоварвания, поради което приложението им в практиката е твърде ограничено.

7.2. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ, ФАЗОВИ ЪГЛИ, ФУНКЦИЯ НА ПОЛОЖЕНИЕТО И ПРЕДАВАТЕЛНИ ФУНКЦИИ

На фиг. 7.5 а) е показан гърбичен механизъм с ролков плъзгач. Геометричното място на центъра на ролката в равнината на гърбицата се нарича центрова крива. Тази крива е еквилифантна на гърбичния контур изместена на разстояние равно на радиуса на ролката r . Контурът на гърбицата



Фиг. 7.5 Фазови ъгли, функция на положението, предавателни функции

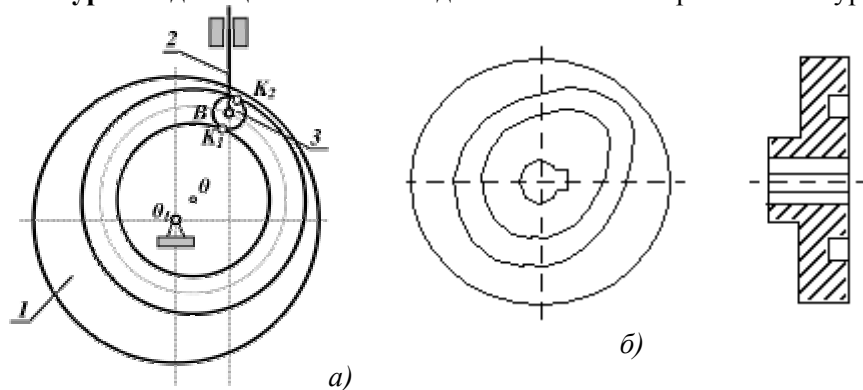
1 е съставен от четири характерни участъци. При положителна ъглова скорост на гърбицата, когато ролката 2 се допира в участъка ab , плъзгачът 3 се премества нагоре по направление на положителната посока на y . На функцията на положението $s=s(\varphi)$ (фиг. 7.5 б) на този участък съответства фазовия интервал Φ_0 , наречен **фаза на отдалечаване**. Вторият участък на гърбицата bc е оформен по дъга с център точка O , в която е неподвижния шарнир. Когато допирането на ролката е по тази дъга, плъзгачът остава неподвижен, функцията на положението в този интервал е константа, а ъгълът, на който се завърта гърбицата Φ_{0n} се нарича **фаза на отдалечен престой**. Допирането на ролката по участъка cd предизвиква преместване на плъзгача надолу обратно на положителната посока на y . Фазовият ъгъл съответстващ на това преместване е означен с Φ_n и се нарича **фаза на приближаване**. Последният интервал от функцията на положението Φ_{nn} наречен **фаза на приближен престой** съответства участъкът da оформен по дъга от окръжност с център оста на ротация на гърбицата. Както при отдалечения престой и тук плъзгачът остава неподвижен, но в най-долно положение. Съществуват гърбични механизми при които един или два от фазовите ъгли на престоите са нула. Възможно е да се реализират и повече от два престоя. **Ход на изпълнителното звено** е разликата между максималното и минималното му преместване. За случая ходът на плъзгача е $h=s_{\max}-s_{\min}$.

Основните размери на гърбичния механизъм с ролков плъзгач са: R_0 – радиус на основната окръжност, r – радиус на ролката, e – ексцентрицитет. Радиусът на основната окръжност на гърбичните механизми с плоско изпълнително звено съвпада с най-малкия радиус на контура. За гърбичния механизъм с ролков плъзгач е важна дължината на кобилицата AB (фиг. 7.3 б). При

механизмите с ротационно движение на изпълнителното звено (фиг. 7.3 б, г) е необходимо да са известни положенията на неподвижните шарнири.

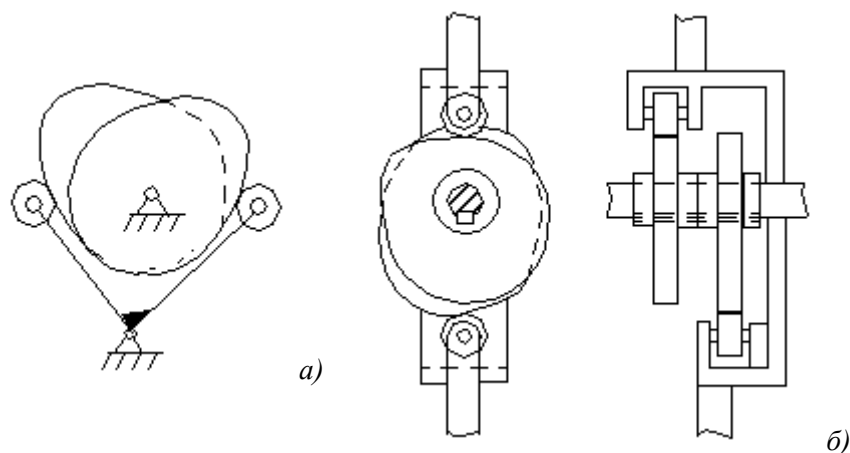
7.3 ЗАТВАРЯНЕ НА КОНТУРНАТА ДВОИЦА

По време на работа гърбичните механизми може да бъдат натоварени с различни по посока и големина сили. Ако силите с компоненти по нормалата в точката на допирание на контурите, са насочени разнопосочно е възможно да предизвикат отделяне на звената и контактът да бъде нарушен. Силите, които предизвикват отделяне (отскачане) на изпълнителното звено от гърбицата може имат инерционен характер, да са следствие от технологични процеси или триене. Отстраняването на това нежелано явление или гарантирането на постоянен контакт на контурите се нарича **затваряне на контурната двоица**. Известни са два начина за затваряне на контурни двоици – геометричен и силов.



Фиг. 7.6 Геометрично затваряне чрез канална гърбица

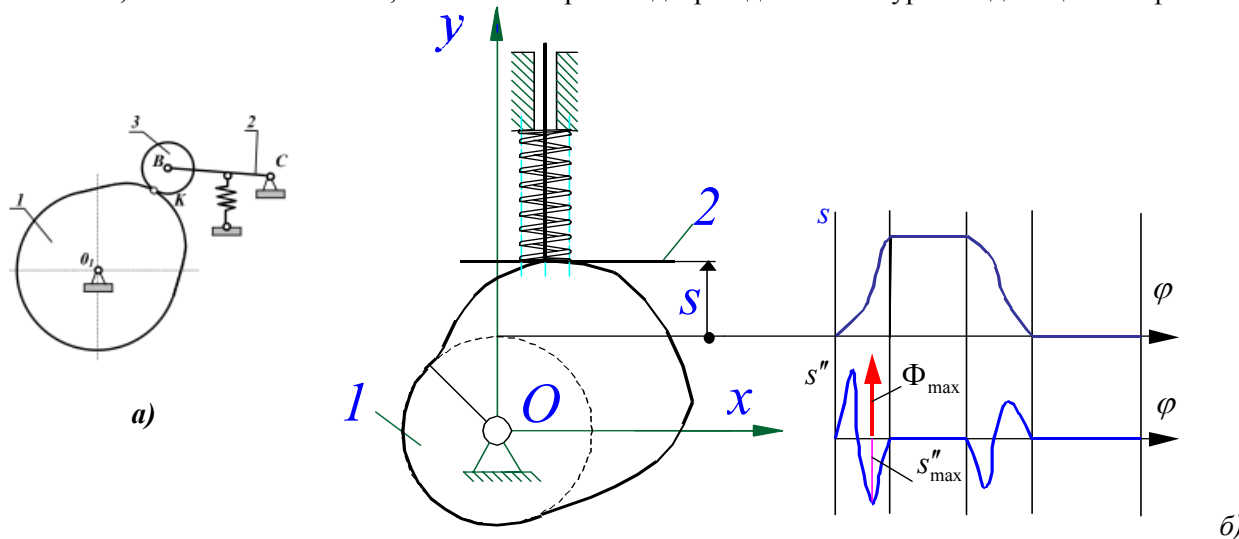
При геометричното затваряне се прилагат два метода. Първият е чрез **канална гърбица** (фиг. 7.6 а) и е възможен за гърбични механизми с ролка. В този случай гърбицата има големи размери и се оформя като челен канал в диск (фиг. 7.6 б).



Фиг. 7.7 Геометрично затваряне чрез контра-гърбица

Вторият начин за геометрично затваряне чрез **контра-гърбица** е приложим както при ролковите (фиг. 7.7) така и при плоските изпълнителни звена. Недостатък на този метод е по-сложната конструкция обусловена от необходимостта да се синтезират два профила и усложненията при изпълнителното звено.

Силовият метод за затваряне на контурната двоица се базира на приложението на подходящ еластичен елемент – пружина, чиято сила е оразмерена, така че да създава натиск в точката на контакта, по-голям от силите, които се стремят да разединят контурната двоица. На фиг. 7.8 а)



Фиг. 7.8 Силово затваряне

контактът между ролката 3 и гърбицата 1 се гарантира чрез пружина подложена на опън, която действа върху кобилицата 3. При гърбичният механизъм с тарелков плъзгач (фиг. 7.8 б) пружината е разположена между тарелковия плъзгач 2 и стойката и е подложена на натиск. Инерционната сила на тарелковия плъзгач се пресмята от израза

$$\vec{\Phi} = -m_2 \omega_1^2 \vec{s}''(\varphi), \quad (7.1)$$

където m_2 е масата на тарелковия плъзгач. Векторната функция $\vec{s}''(\varphi)$ има същото направление, както това на преместването на плъзгача. От функцията на положението (фиг. 7.8 б) се вижда, че критични са участъците, за които $\vec{s}''(\varphi)$ е отрицателна. В тези участъци инерционната сила е насочена по положителната посока на y и се стреми да премести тарелковия плъзгач, така че да се наруши допирането в контурната двоица. Параметрите на пружината може да бъдат пресметнати грубо чрез израза

$$F_{II} \geq \Phi_{\max} + F_T, \quad (7.2)$$

където F_{II} е пружинната сила, а F_T е технологичната сила. При по-прецизен анализ е необходимо да се има предвид характеристиката на пружинната сила

$$F_{II}(s) = F_{II0} + c.s, \quad (7.3)$$

където $c \left[\frac{N}{m} \right]$ е еластичната константа на пружината, а F_{II0} е пружинната сила от предварителната деформация. Чрез формула (7.3) изразът (7.2) се заменя с по-точния

$$F_{II0} + c.s(\phi) \geq \Phi(\varphi) + F_T(\varphi). \quad (7.4)$$

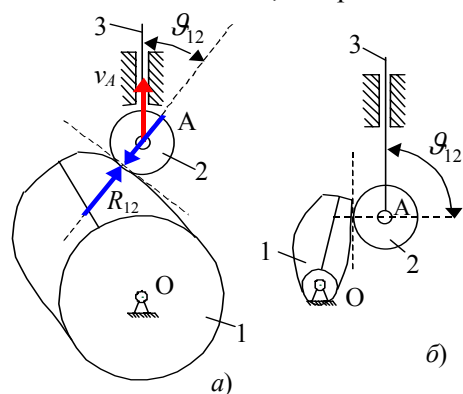
7. 4. СИЛОВИ И ГЕОМЕТРИЧНИ ОГРАНИЧЕНИЯ

Чрез гърбичните механизми може да се реализират произволни функции на положенията, но при определени благоприятни съчетания на параметрите. Съществуват редица фактори силови и геометрични, които ако не се вземат предвид, е възможно да се получи недопустимо поведение на механизма. Например звената да не се движат, механизмът да притежава недопустими качествени характеристики (нисък коефициент на полезно действие КПД, ударни натоварвания), или да се получат отклонения от зададената функция на положението.

Гърбичните механизми са с една степен на свобода, което от структурна гледна точка означава, че звената имат възможност да се движат. Оказва се обаче, че ако силовите характеристики на механизмите са неподходящи, тези движения се ограничават и може да се стигне до състояние на заклиняване, при което всички звена стават относително неподвижни. Причината за това заклиняване са високите стойности на реакциите в кинематичните двоици и силите на триене, които следват от тях.

Ъгъл на предаване на силата \mathcal{A}_{ij} е ъгълът между силата и скоростта на приложената ѝ точка.

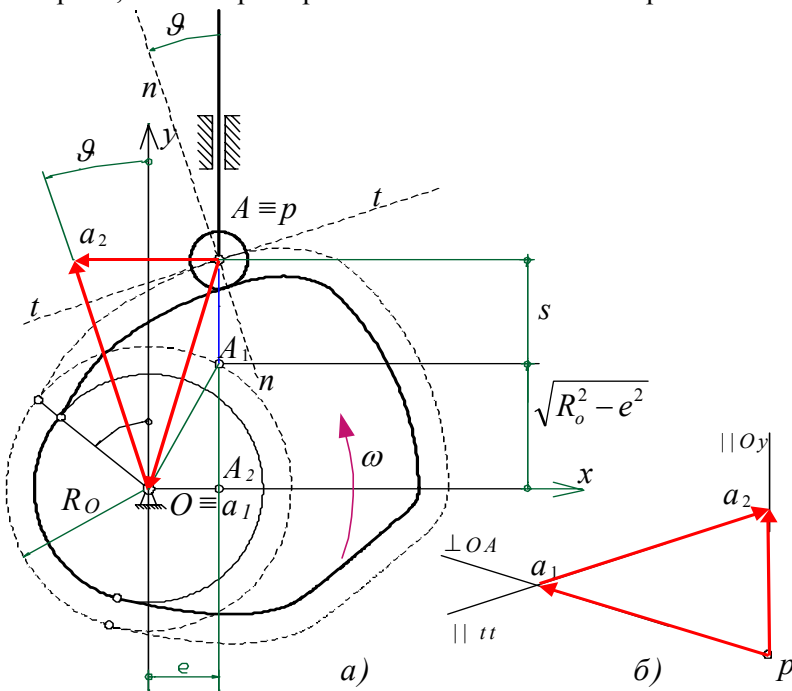
Индексите означават, че предаването на силата се извършва от звено i на звено j . При геометрично



Фиг. 7.9 Ъгъл на предаване на силата

механизми с ролкови плъзгачи и равни ходове. Очевидно, е че ако размерите са подбрани така, както

е показано на фиг. 7.9 б), завъртането на гърбицата в указаната посока ще предизвика разрушаване на плъзгача 3. Причината за това е, че ъгълът на предаване на силата е $\mathcal{G} = 90^\circ$. Въпреки, че на фиг. 7.9 а) ъгълът на предаване на силата е по малък от 90° , все още няма гаранции за отсъствие на заклиняване или недопустимо нисък КПД. При проектирането на механизмите се търсят минимални габарити, което при гърбичните механизми се отразява неблагоприятно на ъгъла на предаване на силата.



Фиг. 7.10 Пресмятане ъгъла на предаване на силата при гърбичен механизъм с ролков плъзгач

За да се намери оптималния вариант е необходимо да се използват методики за точно пресмятане за всяко положение на гърбицата. Допустимият ъгъл на предаване на силата \mathcal{G}_{don} е максимално допустимият ъгъл, определен на базата на изискванията за функционалност на механизма. Пресмятанята на размерите на механизма произтичат от неравенството

$$\mathcal{G} \leq \mathcal{G}_{don}. \quad (7.5)$$

За гърбичния механизъм с ролков плъзгач е построен плана на скоростите (фиг. 7.10 б) съгласно зависимостта

$$\frac{\vec{v}_{A_2}}{\|Oy\|} = \frac{\vec{v}_{A_1}}{\|Ox\|} + \frac{\vec{v}_{A_2A_1}}{\|tt\|}. \quad (7.6)$$

Мащабната дължина pa_1 на вектора \vec{v}_{A_1} е приета да бъде равна на разстоянието OA . От това следва стойността на мащабния модул на скоростите

$$k_v = \frac{v_{A_1}}{OA} = \frac{\omega \cdot OA}{OA} = \omega \left[\frac{m}{s \cdot mm} \right]. \quad (7.7)$$

Скоростта на плъзгача 2 се пресмята чрез израза

$$\vec{v}_{A_2} = k_v p \vec{a}_2. \quad (7.8)$$

Освен това модулът на същата скорост може да се изчисли и чрез първата предавателна функция

$$v_{A_2} = s' \omega. \quad (7.9)$$

След приравняване на модула на дясната страна на формула (7.8) и дясната страна на (7.9) се изразява мащабната дължина на скоростта на плъзгача

$$p a_2 = s'. \quad (7.10)$$

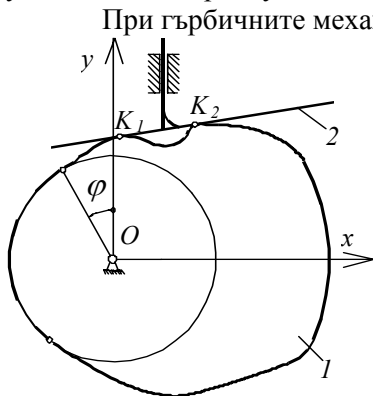
Планът на скоростите е завъртян около точка p на 90° по посока на ω и е преместен, така че точка $A \equiv p$ (фиг. 7.10 а). Тогава точка O съвпада с точка a_1 , а векторът $pa_2 = s'$ се ориентира хоризонтално. Векторът $\vec{a}_1 a_2$ се ориентира успоредно на нормалата и сключва с ординатата ъгъл равен на \mathcal{G} . След като е взето предвид, че дължините $A_1 A_2 = \sqrt{R_0^2 - e^2}$ и $A_1 A = s$ е намерено

$$\tan \mathcal{G} = \frac{s' - e}{s + \sqrt{R_0^2 - e^2}} \quad (7.11)$$

Ограничението (7.5) за допустимият ъгъл на предаване на силата придобива вида

$$\arctan \frac{s' - e}{s + \sqrt{R_0^2 - e^2}} \leq \vartheta_{don}. \quad (7.12)$$

От формули (7.11), (7.12) се вижда, че ъгълът на предаване на силата се намалява с увеличаване на радиуса на основната окръжност R_0 .

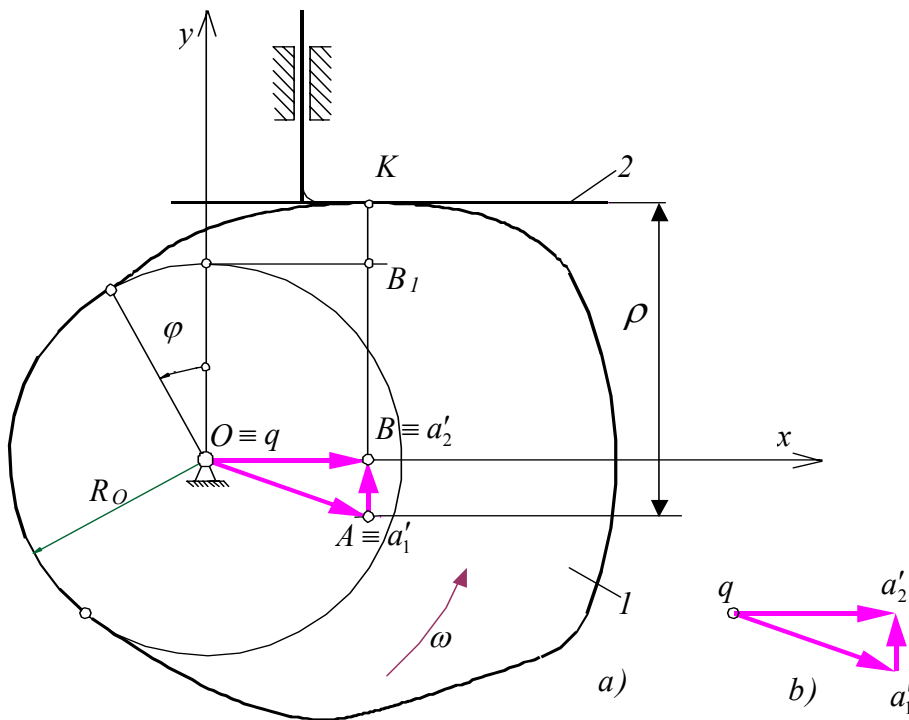


Фиг. 7.11. Недопустимо вдлъбване на профила на гърбицата 1 на гърбицния механизъм с тарелков плъзгач

При гърбицните механизми с плоско изпълнително звено освен ограничението за ъгъла на предаване на силата съществува и геометрично ограничение за **постоянна изпъкналост на профила**. При тези видове гърбицни механизми профила на гърбицата 1 не трябва да притежава вдлъбнати участъци, както е показано на фиг. 7.11. В участъка K_1K_2 равнинния контур на тарелковия плъзгач 2 се допира до точките K_1 и K_2 и вдлъбнатата част на дъгата престава да бъде водеща. Това предизвиква недопустими отклонения от зададената функция на положението и предавателните функции на механизма. Поради тези причини профила на гърбицата трябва да е изпъкнала крива, т. е. радиусът на кривина да бъде винаги положителна величина.

Радиусът на кривина $KA = \rho$ (A – център на кривина) в точката на контакта K за профила на гърбицата 1 на гърбицния механизъм с тарелков плъзгач (фиг. 7.12) може да се представи със сумата на отсечките

$$\rho = KB_1 + B_1B + BA, \quad (7.13)$$



Фиг. 7.12. Определяне на радиуса на кривина на гърбицния механизъм с тарелков плъзгач

избран с дължина $qa'_1 = OA$, от което следва мащабът на ускоренията

$$k_a = \frac{a_{A1}}{qa'_1} = \frac{\omega^2 \cdot OA}{OA} = \omega^2. \quad (7.18)$$

Мащабната дължина на ускорението на точка A от звено 2 (при $\omega = const$) е

$$qa_2 = \frac{a_{A2}}{k_a} = \frac{s'' \omega^2}{\omega^2} = s''. \quad (7.19)$$

където

$$KB_1 = s, \quad (7.14)$$

$$B_1B = R_0. \quad (7.15)$$

Дължината на отсечката BA се намира с помощта на плана ускоренията, за построяването, на който първо е изразена скоростта на точка A от тарелката 2

$$\frac{\vec{v}_{A2}}{\|Oy\|} = \frac{\vec{v}_{A1}}{\|Ox\|} + \frac{\vec{v}_{A21}}{\|Ox\|} \quad (7.16)$$

и след диференциране е получено

$$\frac{\vec{a}_{A2}}{\|Oy\|} = \frac{\vec{a}_{A1}}{\|Ox\|} + \frac{\vec{a}_{A21}^r}{\|Ox\|} + \frac{\vec{a}_{A21}^c}{\|Ox\|} \quad (7.17)$$

Графичното решение на уравнението на ускоренията е показано на фиг. 7.12 б). Първият вектор мащабното ускорение на точка A , е

Понеже $\Delta OAB \cong \Delta qa_1a_2'$ търсената дължина на отсечката АВ е

$$AB = qa_2' = s'' . \quad (7.20)$$

Окончателно за радиуса на кривина, като се вземе предвид (7.13) е получено

$$\rho = s + R_0 + s'' , \quad (7.21)$$

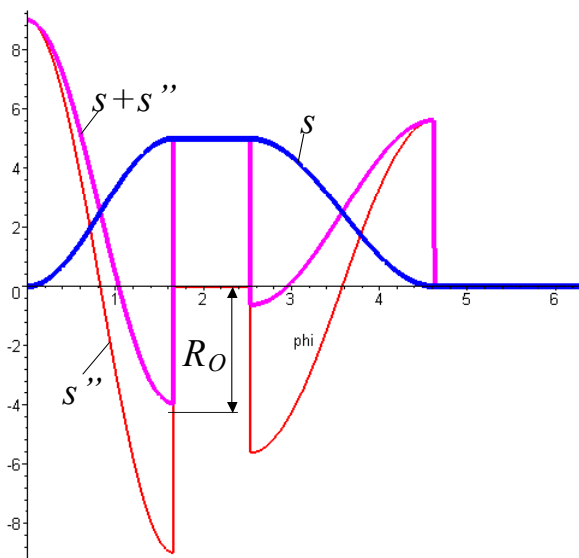
от където се извежда условието за постоянна изпъкналост на профила на гърбицата

$$\rho = s + R_0 + s'' > 0 . \quad (7.22)$$

Условието (7.21) по-често се дава във вида

$$R_0 > -(s + s'') + \Delta R_0 , \quad (7.23)$$

където $\Delta R_0 \approx 2 \div 5$ mm е конструктивен резерв за гарантиране минимална положителна стойност на радиуса на кривина. От формула (7.23) следва, че условието за постоянна изпъкналост на профила е спазено, ако радиусът на основната окръжност е по-голям от максималната отрицателна стойност сумата $s + s''$ взета по абсолютна стойност. На фиг. 7.13 е показано графично решение на неравенството (7.23).

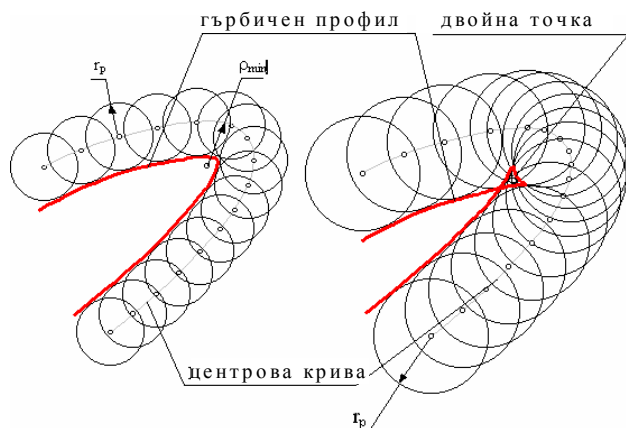


Геометричните ограничения за гърбичните механизми с ролка произтичат от условието за постоянен контакт при вдлъбнат профил и отсъствие на рогови или самопресичащи се (двойни) точки в профила на гърбицата (фиг. 7.14). Условието за постоянен контакт при вдлъбнат или двустранен (канален) профил се изразява чрез неравенството

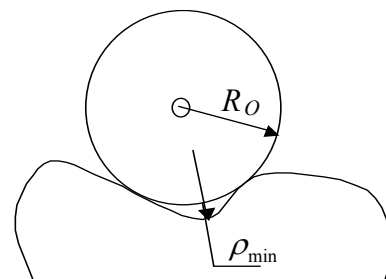
$$r < \rho_{\min} , \quad (7.24)$$

където ρ_{\min} е минималният радиус на кривина на гърбичния профил (фиг.7.15).

Фиг. 7.13. Графично определяне на R_0 от условието за постоянна изпъкналост



Фиг. 7.14. Геометрични ограничения при гърбични механизми с ролка



Фиг. 7.15 Определяне на минималния радиус на ролката