

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Издаётся с 1947 г

Խ Ր Ա Պ Դ Ը Կ Ա Ն Վ Ո Լ Ե Պ Ի Ա

Կառլան Խ. Վ. (պատ. խմբագիր), Ադոնց Հ. Տ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Ալեքսանյան Վ. Վ., Անանյան Ա. Կ., Զատուրյան Մ. Ա., Հակոբյան Ռ. Յ.,
Խորհրդյան Յու. Լ., Խոսեֆյան Խ. Գ., Տեր-Ազարյան Ի. Ա.,
Փրնազյան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Պատասխանատու քարտուղար Խոսեֆյանյան Պ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Касьян М. В. (ответ. редактор), Адонци Г. Т. (зам. ответ. редактора),
Александровский В. В., Анимян А. К., Асатрян Р. Е., Захарян М. А.,
Пинаджян В. В. (зам. ответ. редактора), Саркисян К. Л.,
Стикийн М. Г., Тер-Азарьев И. А.
Ответственный секретарь Степанян З. К.

Խմբագրությունը գտնվում է Երևան-19, Բարեկամության փող. 24-ը
Адрес редакции: Ереван-19, ул. Барекамутян, 24г.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Л. М. МХОЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ПРОШИВКЕ
ГИЛЬЗ НА ДВУХВАЛКОВОМ СТАНЕ ПОПЕРЕЧНО-
ВИНТОВОЙ ПРОКАТКИ

В работе [1] область деформации при процессе прошивки гильз на двухвалковом стане поперечно-винтовой прокатки разделяется на три зоны. Исследование напряженного состояния I зоны (зоны поперечно-винтовой прокатки) дано там же [1].

Теперь перейдем к исследованию напряженного состояния зоны собственно прошивки (зона II) и раскатки прошитой заготовки (зона III).

Для удобства рассмотрим сначала III зону очага деформации — участок раскатки прошитой заготовки.

Деформирование гильзы осуществляется между калибрующим участком оправки и выходным конусом вала. Ввиду того, что угол конуса калибрующей части оправки мало отличается от угла наклона выходного конуса вала, равного в рассматриваемом случае 3, принимаем, что раскатка происходит между цилиндрическими поверхностями.

Граничные условия на контактных поверхностях при построении поля линий скольжения в зоне раскатки следующие: коэффициент трения на поверхностях контакта металла с инструментом при горячей прошивке принимается $\mu = 0.25$ [2], а на цилиндрической части оправки в окружном направлении трение отсутствует: $\mu = 0$, так как оправка вращается совместно с заготовкой.

Поле линий скольжения в данном случае строится аналогично полю для процесса поперечно-винтовой прокатки. Ввиду симметрии рассматривается поле раскатки только между одним валком и оправкой. Из граничных условий на поверхности контакта металла с валком определяется область равномерного напряженного состояния $A-B-11$ (рис. 1а). Дальнейшим решением вырожденных и характеристических задач заканчивается построение поля линий скольжения в точке 00 на поверхности контакта металла с калибровочной частью оправки. Из граничных условий следует, что характеристики должны подходить к этой поверхности под углом 45 градусов.

Из построения полей линий скольжения для зоны раскатки при различных значениях отношения d/t (d — диаметр заготовки в пережиме, t — толщина стенки полученной гильзы) выявлено, что поле, показанное на рис. 1а, реализуется только при раскатке гильз, отношение d/t у ко-

торых находится в пределах $2 < d/t \leq 5.9$. Такие гильзы относятся к группе толстостенных.

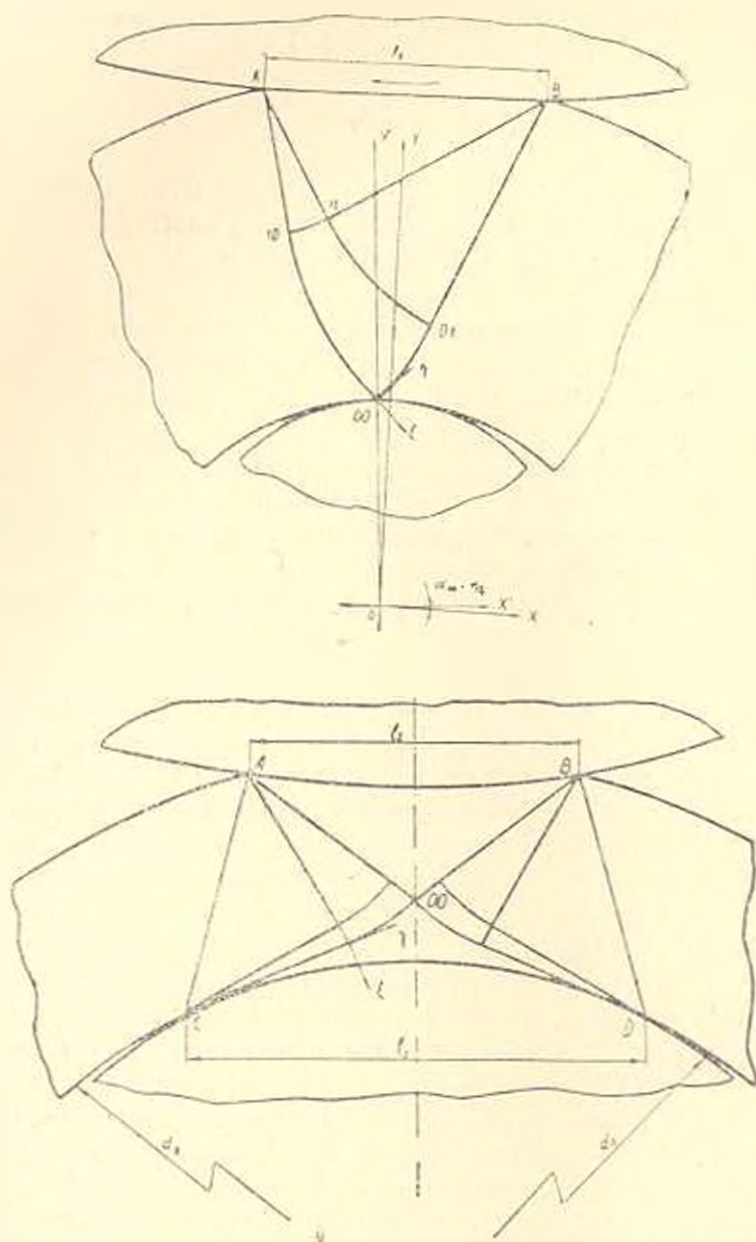


Рис. 1. Поле линий скользя при раскатке: а) толстостенных гильз; б) тонкостенных гильз.

Из условия равновесия жесткой области, свободной от внешних сил, после несложных преобразований можно найти гидростатическое давление в точке OO:

$$\frac{\tau_{00}}{2k} = \frac{1}{y_B + y_A} \{ \beta_{00} + \beta_{01} (y_B - y_{c1}) - \beta_{c0} (y_B - y_{c0}) + \tau_{00} + \tau_{10} (y_A - y_{10}) - \tau_{00} (y_A + y_{00}) - 0,5(x'_B - x'_A) \}, \quad (1)$$

где

$$\tau_{00} = \int_0^{10} \tau dy'; \quad \beta_{00} = \int_0^{00} \beta dy';$$

$$x', y'; \quad \tau = -\tau_0 - \tau_{c0} + \frac{\pi}{4}; \quad \beta = \alpha + \tau_{00} + \frac{\pi}{4} \pi$$

индексами представляют собой, соответственно, координаты характерных точек и углы между касательными к жестко-пластической границе в этих точках и осью x' . Новое положение оси абсцисс x' выбрано таким образом, чтобы направление ее совпало с направлением главного напряжения σ_1 в точке (0).

По найденному значению гидростатического давления в точке 00 с использованием соотношения Генки [1] можно определить нормальное контактное напряжение и, следовательно, безразмерное удельное усилие на валок при $2 < d/l \leq 5,9$.

Гильзы, у которых $d/l > 5,9$, условно названы тонкостенными. В зоне раскатки таких гильз поле линий скольжения существенно отличается от случая раскатки полустенных гильз. Для построения ее нужно установить ширины контактных поверхностей l_1 и l_2 , соответственно, на внутренней и наружной частях заготовки. В работах [3—5] экспериментально установлено, что при раскатке тонкостенных кольцевых заготовок l_1 и l_2 имеют неодинаковые величины. В работе [5] с использованием известной методики академика А. И. Целикова получена следующая зависимость между l_1 и l_2 :

$$l_1^2 + l_2^2 R - \frac{\Delta R \cdot l_2 \cdot d_n \cdot d_s}{d_n - d_n} = 0, \quad (2)$$

где ΔR — суммарное обжатие на сторону; d_n — диаметр калибрующей части оправки; d_n — внутренний диаметр полученной гильзы.

Обработка существующих экспериментальных данных при прошивке гильз на двухвалковом стане показала, что отношение d_n/d_n , учитывающее овализацию полученных гильз, для различных толщин стенок и диаметров прошиваемой заготовки остается постоянным и равным $d_s/d_n = 1,07$. Имея ввиду это обстоятельство и определив ширину l_2 , из геометрических соображений для заданного значения ΔR можно по формуле (2) определить величины значения l_1 для отношения d/l , изменяющегося в интервале $5,9 < d/l \leq 11$, где $l = 0,5 (d - 1,07 d_n)$.

После определения геометрических параметров очага деформации можно перейти к рассмотрению напряженного состояния тонкостенной гильзы в процессе раскатки.

Построение поля линий скольжения в случае раскатки тонкостенных гильз (рис. 1б) аналогично построению поля процесса осадки полосы с отношением ширины к высоте, близким к единице [6]. Из условия равновесия области равномерного напряженного состояния определяется гидростатическое давление в этой области: $\sigma = -k$, а затем с помощью соотношения Генки [1] определяется напряжение в каждой точке пластической области. Распределение напряжений на поверхности контакта AB металла с валком определяется продолжением решения в жесткую зону по известным значениям σ , α на характеристиках $A-00$ и $00-B$.

Из построенных полей линий скольжения для различных отношений d/t как для толстостенных (рис. 1а), так и для тонкостенных гильз (рис. 1б) определено удельное безразмерное усилие на валок $q_{\text{ш}}/2k$. На основании этих расчетов получен график зависимости $q_{\text{ш}}/2k$ от отношения d/t (рис. 2).

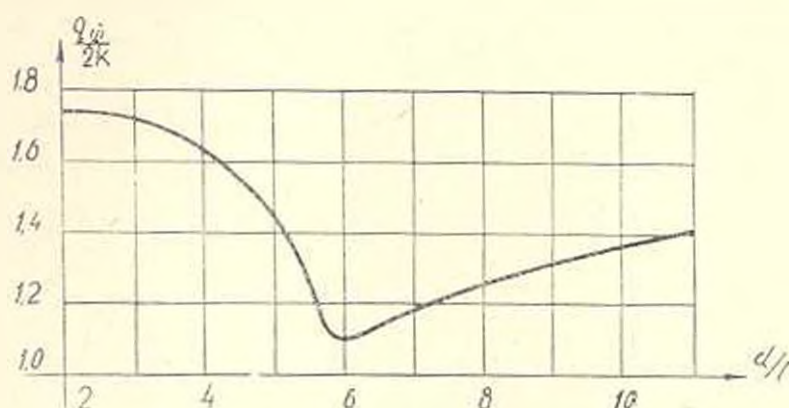


Рис. 2. Зависимость удельного безразмерного усилия, действующего на валок, от отношения d/t в зоне раскатки.

Из графика (рис. 2) видно, что с уменьшением толщины стенки удельное усилие на валок сначала падает (в случае толстостенных гильз), а затем возрастает (в случае тонкостенных гильз).

Осевое усилие на оправку определяется из рассмотрения зоны собственно прошивки сплошной заготовки (зона II, см. [1]). Внедрению оправки препятствует сила, действующая со стороны деформируемой заготовки и определяемая напряженным состоянием поперечно-винтовой прокатки.

Для определения осевого усилия Q на оправку построение поля линий скольжения для зоны поперечно-винтовой прокатки [1] по известным характеристикам $A-10$, $00-C$ и $B-10$, $00-D$ продолжается в правой и левой жестких зонах. С помощью соотношения Генки [1] в каждой узловой точке сетки линий скольжения определяется гидростатическое давление, имеющее для плоскодеформированного состояния осевое направление: $\sigma = (\sigma_x + \sigma_y)/2 = \sigma_z$.

Криволинейные стороны четырехугольников сетки линий скольжения, находящиеся в области, ограниченной диаметром оправки (оправка обозначена на рис. 1б [1] штрих-пунктирной линией), аппроксимируем прямыми линиями. В каждом из четырехугольников гидростатическое давление p постоянно и равно среднгарифметическому из значений гидростатического давления в узловых точках четырехугольника.

Усилие, действующее на оправку, будет

$$Q = \sum_{i=1}^m q_i = \sum_{i=1}^m p_i \cdot S_i, \quad (3)$$

где q_i — усилие на оправку со стороны каждого четырехугольника, m — число четырехугольников в области, ограниченной диаметром оправки, S_i — площадь четырехугольника, которая равна

$$S_i = \frac{1}{2} \left[(x_{i,1} \cdot y_{i,4} - x_{i,4} \cdot y_{i,1}) + \sum_{n=1}^3 (x_{i,n+1} \cdot y_{i,n} - x_{i,n} \cdot y_{i,n+1}) \right]. \quad (4)$$

На основании этих вычислений получен график зависимости удельного осевого усилия $Q/2kS$ (S — площадь поперечного сечения калибрующей части оправки) от отношения d/l (рис. 3).

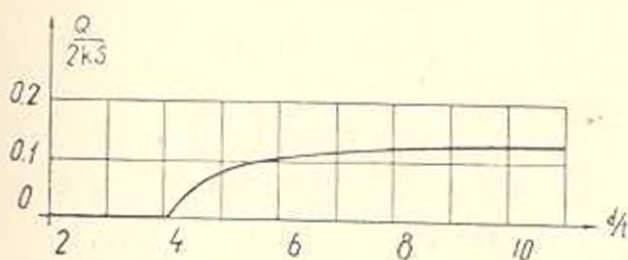


Рис. 3. Зависимость удельного безразмерного осевого усилия от отношения d/l .

С увеличением отношения d/l осевое усилие возрастает. При $d/l < 4$ оно равняется нулю. Это явление объясняется полем линий скольжения в зоне поперечно-винтовой прокатки. При подсчете напряжений в этой зоне оказалось, что в центральной части заготовки, в окрестности точки сопряжения 00, возникают растягивающие напряжения. В точке 00 сходятся жестко пластические границы. Они являются линиями разрывов скоростей, вдоль которых возникают большие деформации. Следовательно, центральная зона при двухзавалковой поперечно-винтовой прокатке является зоной больших накопленных деформаций, в связи с чем там исчерпывается пластичность материала, происходит разрыхление и образование центральной полости. Наличие растягивающих напряжений и перемена знака их при вращении заготовки усиливает эффект разрыхления.

Вскрытие полости в заготовке уменьшает осевое усилие на оправку, что приводит к обеспечению устойчивости стержня оправки, а следова-

тельно, и к уменьшению разностенности полученных гильз. С другой стороны, оно дает такой локальный эффект, как образование плен на внутренней поверхности готового изделия, что весьма нежелательно.

Лен. фил. ЕрПИИ
им. К. Маркса

Поступило 26.VI.1974

Լ. Մ. ՄԽՈՅԱՆ

ՈՒՅՈՒՆԻ ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ ԱՐՈՇՈՒՄԸ ԼԱՅՆԱԿԱՆ-ՊՏՈՒՏԱԿԱՅԻՆ,
ԴԱՆՄԱՆ ԵՐԿՐԱՆԱՅԻՆ ՀԱՍՏՈՆԻ ՎՐԱ ՊԱՐԿՈՒՃՆԵՐԻ
ԱՆՑՔԱՀԱՆՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ս. Վ Փ Ր Ո Փ Ո Ւ Վ

Երկգլանային հաստոնի վրա պարկուճների անցրաճանձան դեպքում մշակված և հաշվարկի մեթոդ ճիշդորի որոշման համար, որոնք դործում են դաշնիկի և կաշիկի վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Мхоян Л. М. Напряжение состояние, возникающее при поперечно-винтовой дуго-валяковой прокатке. «Известия АН АрмССР (серия Г. II)», т. XXXI, № 4, 1978.
2. Голубев Т. М., Зайков М. А. Коэффициент трения при горячей прокатке. «Сталь», 1950, № 3, с. 237—241.
3. Подухин П. И. и др. Распределение удельного давления по длине очага деформации при прокатке колец. «Известия вузов. Черная металлургия», 1970, №11, с. 77—80.
4. Тестерия Н. К., Лукьянов Б. И. Определение деформирующих усилий при раскатке кольцевых заготовок на оправке. «Кузнечно-штамповочное производство», 1964, № 6, с. 9—14.
5. Остроушкин Г. И. Особенности пластического напряженного состояния при раскатке колец. «Кузнечно-штамповочное производство», 1973, № 4, с. 5—8.
6. Томиленко А. Д. Теория пластического деформирования металлов. М. «Металлургия», 1972.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

С. Т. ХАЧАТРИАН

ОБ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ
 НА ЗАДАННОМ ИНТЕРВАЛЕ ВРЕМЕНИ
 С УЧЕТОМ БОКОВОЙ УПРУГОСТИ ШИН

В настоящей работе К. А. Абгаряна [1] в [2] приводятся некоторые условия равномерной устойчивости движения на заданном (конечном) интервале времени для нестационарных систем, описываемых обыкновенными дифференциальными уравнениями первого порядка. Там же, в качестве приложения, рассмотрена численная задача об ускоренном движении автомобиля, устойчивости которой проверена на ЭВМ. В данной статье условия устойчивости автомобиля при движении с переменной скоростью представляются в аналитической форме и приводятся их сопоставление с известными [3] условиями, полученными для движения с постоянной скоростью.

Возмущенное движение автомобиля описывается уравнениями [3]:

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta\omega}{dt} &= -\frac{a^2k_A + b^2k_B}{I\omega} \Delta\omega - \frac{ak_A - bk_B}{I\omega} \Delta v_y, \\ \frac{d\Delta v_y}{dt} &= \left(\sigma + \frac{ak_A - bk_B}{M\omega} \right) \Delta\omega - \frac{k_A + k_B}{M\omega} \Delta v_y, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\Delta\omega$ —возмущение угловой скорости автомобиля при вращении его вокруг вертикальной оси, проходящей через центр инерции автомобиля; Δv_y —проекция возмущения скорости центра инерции автомобиля на направление, перпендикулярное продольной оси автомобиля; σ —скорость автомобиля вдоль продольной оси; a, b —соответственно, расстояния от центра инерции автомобиля до передней и задней осей; M —масса автомобиля; I —момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси; k_A, k_B —коэффициенты сопротивления передней и задней осей упругости.

Введем обозначения

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{a^2k_A + b^2k_B}{I}, \quad c_2 = \frac{k_A + k_B}{M}, \quad c_3 = \frac{ak_A - bk_B}{M}, \\ c_4 &= \frac{ak_A - bk_B}{I}, \quad c = (c_1 - c_2)^2 + 4c_3c_4. \end{aligned} \quad (2)$$

Условия устойчивости тривиального решения (1), полученные в [2], применительно к случаю выполнения на рассматриваемом интервале времени условия

$$c + 4c_4 v^2 < 0 \quad (3)$$

закljučаются в совместном выполнении на этом интервале условий

$$c_1 + c_2 - 2 \frac{c + 2c_1 v^2}{c + 4c_4 v^2} \frac{dv}{dt} > 0, \quad (4)$$

$$\left(c_1 + c_2 - 2 \frac{dv}{dt} \right) \left(c_1 + c_2 - \frac{2c}{c + 4c_4 v^2} \frac{dv}{dt} \right) > 0. \quad (5)$$

Как следует из (2), условие (3) может иметь место только для автомобилей с недостаточным поворачиванием, у которых $k_A a - k_B b < 0$. Из условий (3), (5) с учетом возможности представления условия (4) в виде

$$c_1 + c_2 - 2 \frac{dv}{dt} + \frac{4c_1 v^2}{c + 4c_4 v^2} \frac{dv}{dt} > 0,$$

и

$$c_1 + c_2 - \frac{2c}{c + 4c_4 v^2} \frac{dv}{dt} - \frac{4c_1 v^2}{c + 4c_4 v^2} \frac{dv}{dt} > 0$$

легко видеть, что необходимыми и достаточными условиями для совместного выполнения (4) и (5) являются

$$\frac{dv}{dt} < \frac{c_1 + c_2}{2} \quad \text{при} \quad \frac{dv}{dt} > 0, \quad (7)$$

$$\frac{dv}{dt} < \frac{(c_1 + c_2)(c + 4c_4 v^2)}{2c} \quad \text{при} \quad \frac{dv}{dt} < 0. \quad (8)$$

Рассмотрим случай, когда на рассматриваемом интервале времени выполняется условие

$$c + 4c_4 v^2 > 0. \quad (9)$$

Этот случай может наблюдаться как для автомобилей с недостаточным, так и с избыточным поворачиванием, у которых $ak_A - bk_B > 0$.

Применительно к (9) устойчивость тривиального решения (1) достигается при совместном выполнении на рассматриваемом интервале времени условий (4) и

$$\left(c_1 + c_2 - 2 \frac{dv}{dt} \right) \left(c_1 + c_2 - \frac{2c}{c + 4c_4 v^2} \frac{dv}{dt} \right) - c - 4c_4 v^2 > 0. \quad (10)$$

Из (10) для автомобиля с излишним поворачиванием при $v = \text{const}$ вытекает результат, сформулированный Я. М. Певзнером ([3], стр. 44) для случая, когда основное движение происходит в области линейной зави-

симости между боковыми реакциями и углами увода. Действительно, в силу приведенных предположений, условие (10) примет вид

$$(c_1 + c_2)^2 - c - 4c_4 v^2 > 0,$$

отсюда

$$v < \sqrt{\frac{(a-b)^2 k_A k_B}{M(ak_A - bk_B)}} = v_{кр}, \quad (11)$$

где $v_{кр}$ — критическая скорость автомобиля с излишним поворачиванием. Анализ условий (4) и (10) с учетом возможности представления (10) в виде

$$(c + 4c_4 v^2 - N + \Delta)(c + 4c_4 v^2 - N - \Delta) < 0,$$

где N и Δ — положительные величины, показывает, что для их совместного выполнения на рассматриваемом интервале времени необходимо и достаточно выполнение там же условия

$$v^2 < v^2 - \beta \frac{dv}{dt}, \quad (12)$$

где $\beta = \frac{c_1^2 + c_2^2 + 2c_3 c_4}{c_4(c_1 + c_2)}$, а $v_{кр}$ определяется из (11).

Условия устойчивости невозмущенного движения автомобиля (7), (8) и (12) наглядно иллюстрируют те дополнительные ограничения на скорость и ускорение перемещения автомобиля, которые возникают вследствие нестационарности исследуемого процесса.

Отметим, что приведенные условия устойчивости автомобиля (7), (8) и (12) получены при учете только поперечного увода шин в плоской расчетной схеме. Поэтому они относятся только к этой конкретной задаче. В более общем случае следовало бы учесть влияние так же других факторов, в частности, поперечного крена, обусловленного кинематическими связями, наложенными направляющим аппаратом подвески.

Институт механики
АН АрмССР

Поступило 26.VI.1978

Ս. Բ. ԵԱԶԱՏՔՅԱՆ

ՏՐՎԱՆ ԺԱՄԱՆԱԿԱՄԻՋՈՅՈՒՄ ԱՎՏՈՄԵԲԵՆԱՅԻ ՇԱՐԺՄԱՆ
ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ՄԱՍԻՆ, ԵՐԲ ԷԱՇՎԻ Է ԱՌԵՎՈՒՄ
ԱՎՏՈՂՈՂԻՐԻ ԿՈՂՍՅԻՆ ԱՌԱՋԴԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա մ փ ո փ ո ռ մ

Հոդվածում բերվում են արված (վերջավոր) ժամանակամիջոցում փոփոխական արագությանը շարժվող ավտոմեքենայի կայունության անալիտիկ

պահմաները, երբ հաշվի է առնվում ազատ շարժման կողմնային անսթաբիլի-
նությունը

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Абгарян К. А. Об устойчивости движения на конечном промежутке времени. ПММ, т. 32, вып. 6, 1968.
2. Хачатрян С. Т. Некоторые условия равномерной устойчивости движения на заданном интервале времени. «Известия АН АрмССР (серия I. Н.)», т. XXVI, № 2, 1973.
3. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. М., Машино, 1947.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. П. ДЖАВАХЯН

ОБ ОДНОМ СЕМЕЙСТВЕ ЧЕТЫРЕХШАРНИРНЫХ
МЕХАНИЗМОВ

Для расширения возможностей и улучшения отдельных кинематических, силовых и динамических характеристик механизмов часто их ведущие звенья приводят в неравномерное вращение с помощью двухкривошипных механизмов [1—4]. В этом случае синтез двухкривошипного механизма ведется по условиям обеспечения отдельных кинематических характеристик ведомого кривошипа (чаще всего экстремальных значений передаточного отношения, коэффициента неравномерности вращения и т. д.), обусловленных требуемым движением ведомого звена механизма, к которому присоединяется двухкривошипный четырехзвенник. Для упрощения синтеза обычно вместо двухкривошипных механизмов общего вида рассматриваются отдельные его частные случаи [4—6].

В данной работе определяются экстремальные значения аналога и коэффициента угловой скорости ведомых кривошипов двухкривошипных механизмов с подвигными звеньями одинаковой длины.

Из рис. 1 для произвольного положения двухкривошипного механизма имеем

$$\psi = 180^\circ + \varphi - \mu, \quad (1)$$

а из $\triangle OAC$, $\triangle EAC$ и $\triangle MBC$, соответственно, находим

$$m = \sqrt{1 + r^2 + 2r \cos \varphi}, \quad (2)$$

$$\sin \theta = \frac{r \cdot \sin \varphi}{m}, \quad \cos \mu = \frac{m}{2r}, \quad (3)$$

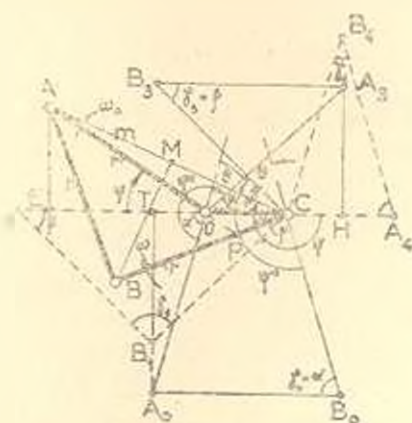


Рис. 1.

где $r = OA = AB = BC$ — длина подвижных звеньев механизма, отнесенная к длине стойки OC ; m — относительный размер переменного отрезка AC .

Подставляя в (1) значения углов из (3), находим функцию положения двухкривошипного механизма

$$\psi = 180^\circ + \arcsin \frac{r \cdot \sin \varphi}{m} - \arccos \frac{m}{2r}. \quad (4)$$

Значение аналога скорости ведомого кривошипа можно найти по формуле

$$\psi' = \frac{r^2 + (1 + r^2) \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi}{m^2 (1 + r \cdot \cos \varphi)} + \frac{r \cdot \sin \varphi}{m \sqrt{4r^2 - m^2}},$$

полученной из (4) с учетом (2).

Рассмотрим движение механизма из начального положения OA_0B_0C в OA_1B_1C (рис. 1), в которых шатун параллелен стойке и $\psi' = 1$. Внутри рассматриваемого интервала $\psi' < 1$. Имеем:

$$\varphi^* = 180^\circ + \theta. \quad (5)$$

Для механизмов рассматриваемого семейства $B_0CB_1 = A_0OA_1$ и

$$\varphi^* = 360^\circ - \varphi^* = 180^\circ - \theta. \quad (6)$$

Значение угла перекрытия θ определяется из условия $\theta = \alpha - \beta$, которое с учетом формул

$$\cos \alpha = \frac{r-1}{2r} \quad \text{и} \quad \cos \beta = \frac{r+1}{2r},$$

полученных, соответственно, из $\triangle OTA_0$ и $\triangle OHA_1$, принимает вид

$$\theta = \arccos \frac{r-1}{2r} - \arccos \frac{r+1}{2r}. \quad (7)$$

Для экстремальных значений коэффициента угловой скорости ведомого кривошипа $\psi_{\min}$ и $\psi_{\max}$ с учетом (5) и (6) имеем

$$\left. \begin{aligned} \psi_{\min} &= \psi_{\min} \frac{\varphi^*}{\varphi^*} = \psi_{\min} \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \\ \psi_{\max} &= \psi_{\max} \frac{360^\circ - \varphi^*}{360^\circ - \varphi^*} = \psi_{\max} \frac{180^\circ - \theta}{180^\circ + \theta} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

На рис. 2 показаны два положения механизма, в которых ось коллинеации P_2Q_2 (P_3Q_3) располагается перпендикулярно к оси шатуна A_2B_2 (A_3B_3). Ввиду симметричности рассматриваемых механизмов ($OA = CB = r$), эти положения являются симметричными. Для указанных положений имеем

$$\psi_{\min} = \frac{OQ_2}{CQ_2} = \frac{q-1}{q}, \quad \psi_{\max} = \frac{OQ_3}{CQ_3} = \frac{q}{q-1}. \quad (9)$$

Из выражений (9) следует, что $\psi_{\min} \cdot \psi_{\max} = 1$, или $\omega_{\min} \cdot \omega_{\max} = \omega_0^2$. Это свойство справедливо для всех двухкривошипных механизмов с равными кривошипами, независимо от длины шатуна.

Анализ экстремальных значений аналога угловой скорости показывает, что для механизмов рассматриваемого семейства $q = CQ_2 = OQ_3 \approx CB_3 = OA_3 = r$. Тогда, заменив в (9) q на r , получим приближенные формулы

$$\psi'_{\min} = \frac{r-1}{r} \quad \text{и} \quad \psi'_{\max} \approx \frac{r}{r-1} \quad (10)$$

с помощью которых экстремальные значения ψ' для механизмов рассматриваемого семейства можно вычислить с точностью до 0,02. Точные и приближенные значения $\psi'_{\max}$ для различных значений r приведены в таблице.

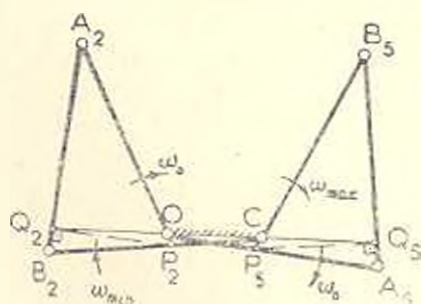


Рис. 2.

Таблица

	r							
	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00
Приближенное значение $\psi'_{\max}$	3,00	2,00	1,67	1,50	1,41	1,33	1,29	1,25
Точное значение $\psi'_{\max}$	3,02	2,02	1,69	1,52	1,42	1,35	1,30	1,27

Следует отметить, что формулами (10) можно пользоваться не только для механизмов, у которых $l=r$, но и для случая $1,6 \leq l \leq r$. При этом абсолютная погрешность не будет превышать 0,03. Формулы (10) дают точные значения для механизмов с $l = \sqrt{2r-1}$.

Подставляя соответствующие приближенные значения экстремальных ψ' из (10) в (8), получим формулы

$$\delta_{\min} = \frac{r-1}{r} \cdot \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad \text{и} \quad \delta_{\max} = \frac{r}{r-1} \cdot \frac{180^\circ - \theta}{180^\circ + \theta} \quad (11)$$

для определения экстремальных значений коэффициента скорости ведомого кривошипа, в которых значение угла перекрытия определяется по формуле (7).

Для механизмов рассматриваемого семейства коэффициент k неравномерности вращения ведомого кривошипа определяется по формуле

$$k = \frac{2r-1}{r(r-1)},$$

полученной из (10) с учетом очевидного выражения $\psi'_{\text{ср}} = 1$.

Экстремальные значения угла передачи в шарнире B , соответственно, в положениях 1 и 4 механизма (рис. 1) определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{\min} &= \gamma_1 - 180^\circ - 2\beta = 180^\circ - 2\arccos \frac{r-1}{2r}, \\ \gamma_{\min} &= \gamma_1 = 180^\circ - 2\alpha = 180^\circ - 2\arccos \frac{r-1}{2r}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Графики изменения экстремальных значений коэффициента скорости ведомого кривошипа и угла передачи, построенные по формулам (11) с учетом (7) и (12), показаны на рис. 3. Из графиков видно, что наилучшие углы передачи в шарнире B соответствуют участку медленного движения ведомого кривошипа ($\psi' \leq 1$).

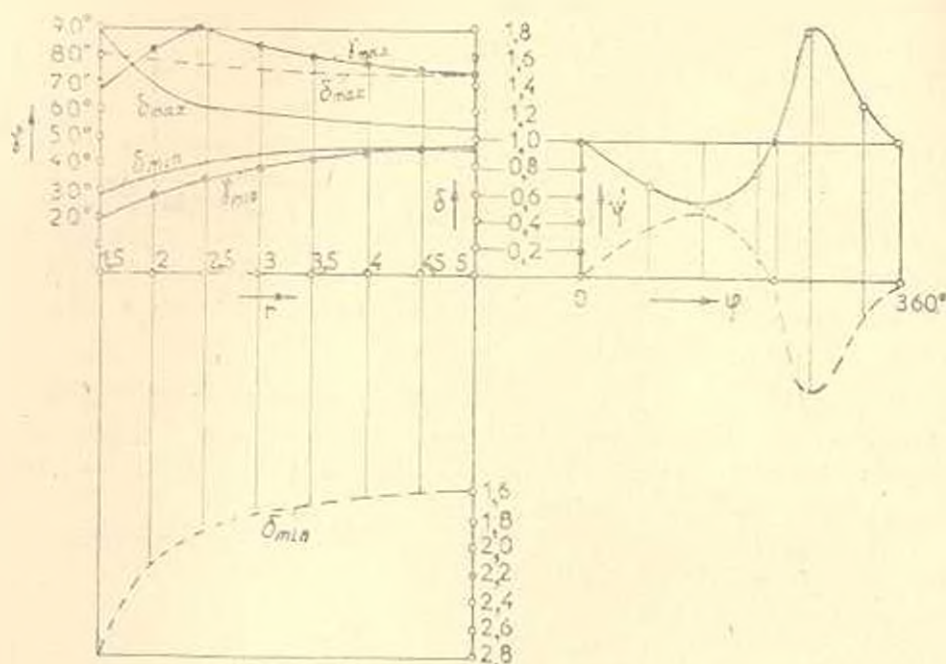


Рис. 3.

Полученные формулы позволяют вести синтез механизмов рассматриваемого семейства в случае, когда входным параметром синтеза является один из параметров $\delta_{\min}$, $\delta_{\max}$, k , $\gamma_{\min}$, $\gamma_{\max}$.

Если в рассмотренном двухкривошипном механизме за стойку принять ведомый кривошип, то получим кривошипнокоромысловый механизм, у которого $OA=1$ и $OC=AB=BC=r$. На рис. 4 показаны крайние положения этого механизма. Легко можно показать, что в этом случае фазовый угол φ^* , соответствующий медленному ходу коромысла и угол перекрытия ϑ , как и для исходного двухкривошипного механизма, определяется по формулам (5) и (7). Из рис. 4 для угла φ^* размаха коромысла имеем

$$\varphi^* = 2\alpha - 2\beta = 2\vartheta, \quad (13)$$

Экстремальным значениям аналога угловой скорости коромысла соответствуют положения $O.A_2B_2C$ и $O.A_3B_3C$ механизма, причем, как показано в работе [7], оба положения соответствуют одному и тому же положению ведомого коромысла. Для указанного семейства коромысловых механизмов, ввиду малости угла $\angle COA_1$, можно с достаточно большой точностью считать, что $OQ \approx OI_5 = l$. Тогда минимальное значение аналога скорости коромысла определится по приближенной формуле

$$\dot{\varphi}_{\min} = \frac{\omega_{\min}}{\omega_0} \approx \frac{1}{1-r}, \quad (14)$$

т. е. полагается, что экстремальным значениям $\dot{\varphi}$ приближенно соответствуют положения $O.A_4BC$ и $O.A_1BC$ механизма (рис. 5). Приближенное значение $\dot{\varphi}_{\max}$ можно найти по формуле

$$\dot{\varphi}_{\max} = \frac{\omega_{\max}}{\omega_0} \approx \frac{p}{p+r},$$

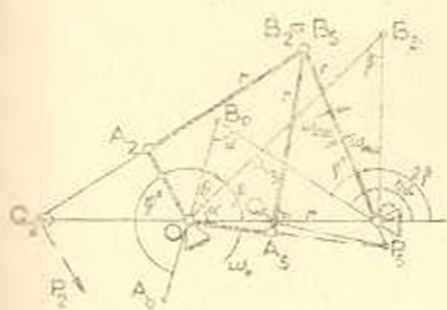


Рис. 4.

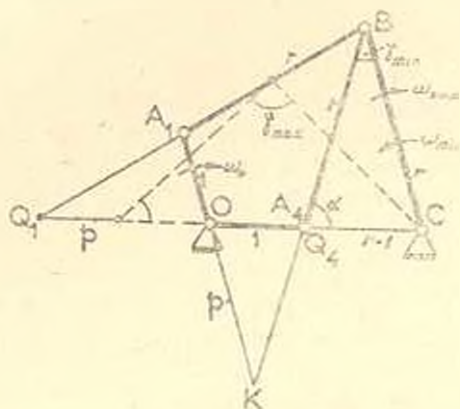


Рис. 5.

которая после подстановки значения $p = r/(r-1)$, найденного из условия $\triangle OKA_1 \sim \triangle CBA_1$, принимает вид

$$\dot{\varphi}_{\max} \approx \frac{1}{r}. \quad (15)$$

Для экстремальных значений коэффициента скорости коромысла, аналогично (8) из (5) и (13)–(15), имеем

$$\left. \begin{aligned} \dot{\varphi}_{\max} &= \dot{\varphi}_{\max} \frac{\varphi''}{\dot{\varphi}^2} = \frac{180^\circ + \theta}{26r}, \\ \dot{\varphi}_{\min} &= \dot{\varphi}_{\min} \frac{360^\circ - \theta}{\dot{\varphi}^2} = \frac{180^\circ - \theta}{26(1-r)}. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

В формулах (16) значения угла перекрытия θ определяются по (7), как и для двухкривошипных механизмов. Экстремальные значения угла пе-

редачи, также как и для двухкривошипных механизмов, определяются по формулам (12). На рис. 3 приведены графики функций (16) и (13) для рассматриваемых коромысловых механизмов (пунктирные кривые).

Электротехнический факультет МНУС

Поступило 29. III. 1976

Ի Պ. ԶԱՎԱԽՅԱՆ

ՎԱՌՈՂԱՆ ԻՆՆԱՆՆԵՐՆԵՐԻ ԼԵՒ ՀԱՄԱԿԱՐԴԻ ԻՄԱՍԻՆ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հոգվածում դիտարկվում է հարթ քառոցակ մեխանիզմների մի համախումբ, որոնց 3 օղակները ունեն միևնույն երկարությունը, նշված մեխանիզմների նախագծման համար առաջարկված են մոտավոր բանաձևեր:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Hain K. How to apply Drag-Link Mechanisms in the synthesis of mechanisms. Transaction of the Fourth Conference of Mechanisms, October 14 and 15, 1957.
2. Goodman T. P. Linkage vs. Cams. Transactions of the Fourth Conference of Mechanisms, October 14 and 15, 1957.
3. Kulltzecher P. Kurvengetriebe-mit vorgeschalteter Doppelkurbel. Maschinenbautechnik, 1967, 16, № 9.
4. Джавахян Р. П. К синтезу плоских кулачковых механизмов с неравномерно пр-циющими кулачками. «Машиноведение», 1967, № 5.
5. Черкудинов С. А. Об одном семействе двухкривошипных четырехзвенников. Труды семинара по ТММ. М., изд. АН СССР, т. II, вып. 8, 1947.
6. Reinsberg K. Ermittlung von übertragungünstigen Doppelkurbeln. Maschinenbautechnik, 1977, 26, 6.
7. Wille F. Gelenkvierecke, Schubkurbeln und Kurbelschleifen. Extremwerte der Übersetzungsverhältnisse und Geirlebelagen. Antriebstechnik, 1976, 15, № 7.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. Г. ГАДУКЯН, В. И. АНДРЕЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОЦЕССА
ФРЕЗЕРОВАНИЯ КОНЦЕВЫМИ ФРЕЗАМИ

Широкая механизация и автоматизация технологических процессов значительно повысила актуальность изучения динамических процессов при резании металлов. Возрождаемая потребность в инструментах с гарантированной стойкостью вызвала необходимость изучения всех фактов, влияющих на стойкость инструментов.

Главными динамическими характеристиками процесса фрезерования являются усилие резания и колебательные процессы.

В статье приведены результаты исследований изменения истинного максимального усилия резания, возникающего при фрезеровании концевыми быстрорежущими фрезами, в широком диапазоне режимного поля и конструктивных параметров инструмента. Исследования проводились методом активного однофакторного эксперимента с последующей математической обработкой результатов разработанным приемом, позволяющим отражать взаимное влияние исследуемых параметров.

Определение сил резания при обработке материалов резанием приобретает в настоящее время большое значение, вследствие применения программных станков с адаптивным управлением. Указанные станки позволяют корректировать режимы резания непосредственно в процессе обработки, и тем самым дают возможность наиболее эффективного использования эксплуатационных возможностей станка и инструмента. Как правило, основным сигналом для изменения режимов резания в этом случае является изменение сил резания.

Определение сил резания приобретает особое значение при обработке деталей инструментом, имеющим малую жесткость (концевой инструмент). В данном случае режущие свойства инструмента ограничиваются его прочностью. При этом, основными силами, вызывающими поломку инструмента и влияющими на точность обработки, являются составляющие силы резания, расположенные в плоскости, перпендикулярной оси инструмента. Наряду с этим, следует определять не среднее значение сил резания, а их максимальные значения. Это объясняется тем, что средние значения сил резания представляют интерес при определении мощности, затрачиваемой на резание. В данном случае режимы резания ограничиваются не мощностными возможностями станков, а прочностью инструмента, вследствие малой его жесткости. Максимальное значение

силы резания обуславливает возможность поломки инструмента и точность обработки деталей.

В соответствии с изложенным, в работе определяются максимальные значения составляющих усилия резания, расположенные в плоскости, перпендикулярной оси концевой фрезы.

В качестве сил, расположенных в плоскости, перпендикулярной оси фрезы, рассматриваются силы, действующие в направлении подачи P_s и перпендикулярной ей P_H . Кроме того, измерение составляющих силы резания P_s и P_H позволяет определить окружную P_o и радиальную P_r силы резания и, следовательно, крутящий момент и потребляемую мощность резания путем решения системы двух уравнений, соответственно, для встречного и попутного фрезерования [1].

$$P_s = P_o \cos \psi \pm P_r \sin \psi;$$

$$P_H = \pm P_o \sin \psi - P_r \cos \psi.$$

Но приведенная система уравнений справедлива только для прямых фрез при числе одновременно работающих зубьев $i_z \ll 1$. Для фрез с винтовым зубом следует пользоваться следующей системой уравнений:

$$P_s = P_o \cos \psi_{cp} \pm P_r \sin \psi_{cp};$$

$$P_H = \pm P_o \sin \psi_{cp} + P_r \cos \psi_{cp}, \quad (1)$$

где ψ_{cp} — угол контакта, определяемый точкой приложения сосредоточенной силы, действующей на зуб фрезы и определяемый известными законами распределения величины составляющих силы резания вдоль зуба.

Составляющие усилия резания регистрировались посредством фрезерного динамометрического столика конструкции ВНИИинструмента и осциллографа И-700. Использовались фрезы с углом наклона режущей кромки $\omega = 35^\circ$, марки Р6М5.

Результаты проведенных исследований показали, что в зависимости от режимов резания и конструктивных параметров инструмента максимальные значения составляющих усилия резания P_s и P_H имеют смещения по дуге контакта, в соответствии с этим максимальное усилие резания в горизонтальной плоскости R следует определять выражением (2) или (3), в зависимости от наибольшего значения P_s или P_H :

$$R = P_{s_{\max}}^2 + P_{H_{\text{тек}}}^2, \quad (2)$$

$$R = P_{s_{\text{тек}}}^2 + P_{H_{\max}}^2, \quad (3)$$

где $P_{s_{\text{тек}}}$, $P_{r_{\max}}$ — текущее и максимальное значения составляющей усилия резания по направлению подачи; $P_{H_{\text{тек}}}$, $P_{r_{\max}}$ — текущее и

и максимальное значения составляющей усилия резания, перпендикулярной подаче.

На основе полученных результатов установлены общие эмпирические формулы (4) — (6), отражающие изменения составляющих усилия резания от подачи на зуб, глубины и ширины фрезерования, износа задней поверхности режущей кромки и диаметра фрез, позволяющие определять максимальное усилие резания R в горизонтальной плоскости.

Приведенные зависимости действительны при следующих пределах варьирования исследуемых параметров: $S_z = 0,02 \div 0,2$ мм/зуб; $V = 40$ м/мин; $t = 1 \div 16$ мм; $B = 4 \div 24$ мм; $h_{з.п.} = 0 \div 0,3$ мм; $D = 16 \div 40$ мм и имеют вид:

а) при обработке стали 45 —

$$\left. \begin{aligned} P_{S_{\max}} &= 4,84 \cdot S_z^{0,5} \cdot D^{-0,06} \cdot t^{1,16} \cdot B^{0,87} \cdot h_{з.п.}^{-0,26} \cdot e^{4,31 h_{з.п.} - 0,017 B - 0,136 t}; \\ P_{P_{\text{тех}}} &= 87,95 \cdot S_z^{0,68} \cdot D^{-0,75} \cdot t^{0,95} \cdot B^{0,033} \cdot h_{з.п.}^{-1,81} \cdot e^{-0,0176 B + 0,027 t}; \\ P_{P_{\max}} &= 1117 \cdot S_z^{0,63} \cdot D^{-0,98} \cdot t^{0,76} \cdot B^{0,38} \cdot h_{з.п.}^{-2,35} \cdot e^{-3,9 h_{з.п.} - 0,078 B + 0,043 t}; \\ P_{S_{\text{тех}}} &= 40,9 \cdot S_z^{0,51} \cdot D^{0,12} \cdot t^{0,68} \cdot B^{-0,12} \cdot h_{з.п.}^{-0,007} \cdot e^{1,25 h_{з.п.} + 0,057 B - 0,002 t} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

б) при обработке стали 18Х2Н4ВА —

$$\left. \begin{aligned} P_{S_{\max}} &= 7,1 \cdot S_z^{0,42} \cdot D^{0,08} \cdot t^{1,22} \cdot B^{1,52} \cdot h_{з.п.}^{-0,25} \cdot e^{4,18 h_{з.п.} - 0,027 B - 0,145 t}; \\ P_{P_{\text{тех}}} &= 1076 \cdot S_z^{0,77} \cdot D^{-0,79} \cdot t^{0,87} \cdot B^{0,39} \cdot h_{з.п.}^{-1,85} \cdot e^{-1,25 h_{з.п.} - 0,025 B - 0,002 t}; \\ P_{P_{\max}} &= 521327 \cdot S_z^{0,83} \cdot D^{-1,1} \cdot t^{-0,33} \cdot B^{0,59} \cdot h_{з.п.}^{-2,11} \cdot e^{-2,11 h_{з.п.} - 0,025 B - 0,002 t - 11 t}; \\ P_{S_{\text{тех}}} &= 5,8 \cdot S_z^{0,79} \cdot D^{0,24} \cdot t^{1,84} \cdot B^{0,34} \cdot h_{з.п.}^{-0,26} \cdot e^{3,78 h_{з.п.} - 0,018 B - 0,12 t} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

в) при обработке серого чугуна СЧ 24—44

$$\left. \begin{aligned} P_{S_{\max}} &= (37,6 + 44 h_{з.п.}) \cdot S_z^{0,67} \cdot D^{-0,83} \cdot t^{0,99} \cdot B^{0,31} \cdot e^{(0,179 + 1,32 h_{з.п.})}; \\ P_{P_{\text{тех}}} &= (92,4 + 231 h_{з.п.}) \cdot S_z^{0,66} \cdot D^{-0,99} \cdot t^{0,86} \cdot B^{1,2} \cdot e^{0,015 t - 0,067 B}; \\ P_{P_{\max}} &= (19178 + 9034,7 \cdot h_{з.п.}) \cdot S_z^{0,63} \cdot D^{-0,75} \cdot t^{-0,41} \cdot B^{0,34} \cdot e^{-(0,078 B + 0,02(t-16)^2)}; \\ P_{S_{\text{тех}}} &= (9,12 + 26,8 \cdot h_{з.п.}) \cdot S_z^{0,52} \cdot D^{0,12} \cdot t^{0,97} \cdot B^{0,12} \cdot e^{(0,125 B + 0,025 t)} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Полученные результаты позволяют:

1. Использовать зависимости максимальной составляющей усилия резания в качестве исходных данных для расчета адаптивных систем управления фрезерных станков с ЧПУ.

2. Использовать результаты исследований для расчета на прочность при конструировании комбинированного быстрорежущего инструмента для станков с ЧПУ и назначать оптимальные режимы обработки с точки зрения равномерности процесса.

АрмНИИМАШ

Поступило 3.11.1978.

Ս. Դ. ԿԱՆՈՒՑԱՆ, Վ. Ն. ԱՆԴՐԵՅՎ

ՊՈԶԱՅԻՆ ՅՐԵՋՆԵՐՈՎ ՅՐԵՋՆՐՄԱՆ ՊՐՈՅԵՍԻ ԿԻՆԱՄԵԿԱՅԻ ՈՒՈՈՒՄԱՍԻՐՈՒՄԸ

Ա. Մ. Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հողվածում բերված են կտրման ուժերի առաջնագույն բաղադրիչների որոշման մեթոդիկա, որի հիման վրա որոշվել են կտրման ուժերի փոփոխման ժամանակ իրական առաջնագույն արժեքները, որոնք լանզեցնում են պոլշւին ֆրեզների ջարդվելուն:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Роллберг А. М. Динамика фрезерования М., «Советская плука» 1945

МАШИНОСТРОЕНИЕ

К. А. МНДЖОЯН

УРАВНЕНИЕ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕЙ
СМЕСИ ПРИ АБРАЗИВНО-ПЛАНЕТАРНОЙ
ОБРАБОТКЕ

Весьма эффективный абразивно-планетарный метод обработки применяется для галтовки, снятия заусенцев, шлифовки и пролировки мелких деталей в массовом производстве. Сущность этого метода заключается в том, что рабочая смесь, состоящая из деталей и абразивной массы, заключается в барабаны и подвергается планетарному вращению с определенным соотношением чисел оборотов водила и самих барабанов [1].

Под действием центробежных сил, возникающих от вращения водила и барабанов, детали и частицы абразива прижимаются друг к другу и при их относительном перемещении обрабатываются. Допустим, что барабан с рабочей смесью закреплен на водиле и вращается вокруг оси O с числом оборотов водила n_2 (рис. 1а). В этом случае рабочая смесь будет прижата к стенкам барабана и обработка деталей не будет иметь место. Если же при вращении водила повернуть барабан относительно оси O_1 на некоторый угол, то рабочая смесь займет новое положение, отмеченное на рис. 1б пунктиром. При этом под действием центробежных сил, развиваемых вращением водила, рабочая смесь будет стремиться занять прежнее положение, для чего она будет перемещаться в направлении стрелок.

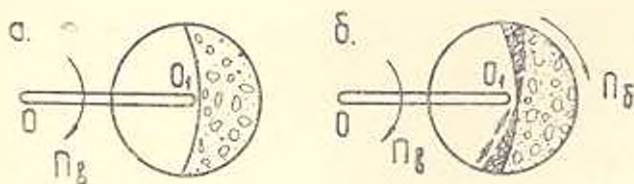


Рис. 1. Положение рабочей смеси при: а) неподвижном барабане; б) вращающемся барабане.

Таким образом, при планетарном вращении барабана в рабочей смеси образуется устойчивый граничный слой, вдоль которого перемещается рабочая смесь и обеспечивает обработку деталей. Учитывая, что в любом вертикальном сечении (при горизонтальном положении осей вращения барабанов) площадь движущейся рабочей смеси неизменна, в

дальнейшем будет рассматриваться плоская фигура, ограниченная стенкой барабана и граничным слоем рабочей смеси.

Нетрудно убедиться, что чем больше путь рабочей смеси вдоль граничной линии, тем больше съём металла с деталей при прочих равных условиях. Для вывода уравнения граничной линии возьмём начало координат с осью вращения валика O и рассмотрим материальную точку $M(x, y)$, на которую действуют центробежные силы F_n, F_b — от вращения валика и барабана (рис. 2).

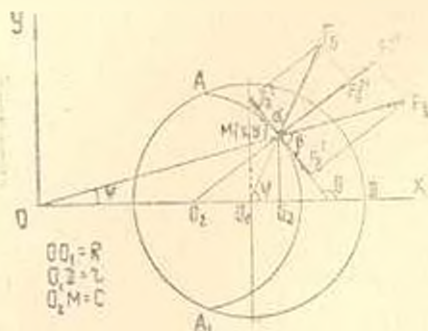


Рис. 2. Схема действия сил на материальную точку рабочей смеси при обработке.

Силами тяжести при этом пренебрегают, т. к. при абразивно-планетарной обработке развиваются ускорения, в 25—50 раз превышающие ускорение свободного падения.

На граничной линии AM_1A_1 , вдоль которой происходит перемещение рабочей смеси, все материальные точки должны быть уравновешены, для чего тангенциальные составляющие центробежных сил F_n и F_b должны быть равны:

$$F_n^t = F_b^t \quad \text{или} \quad F_n \cos \alpha = F_b \cos \beta. \quad (1)$$

Для единичной массы центробежные силы запишутся следующим образом

$$F_n = \omega_n^2 \sqrt{x^2 + y^2} \quad \text{и} \quad F_b = \omega_b^2 \sqrt{(x - R)^2 + y^2}, \quad (2)$$

где ω_n и ω_b — угловые скорости, соответственно, валика и барабана; x и y — текущие координаты точки M ; R — радиус валика.

Выражая $\cos \alpha = \cos(90^\circ - \varphi)$ через тангенсы и учитывая, что $\operatorname{tg} \varphi = \frac{y}{x - R}$ и $\operatorname{tg} \theta = y'$ (угловой коэффициент является первой производной кривой, к которой проведена касательная) можно записать, что

$$\cos \alpha = \frac{x - R + y \cdot y'}{\sqrt{1 + (y')^2} \sqrt{y^2 + (x - R)^2}}. \quad (3)$$

Аналогичным образом можно получить выражение для $\cos \beta$:

$$\cos \beta = -\cos(180^\circ - \beta) = -\frac{x - R + y \cdot y'}{\sqrt{1 + (y')^2} \sqrt{y^2 + (x - R)^2}}. \quad (4)$$

Совместно решая уравнения (1) — (4), можно получить дифференциальное уравнение граничной кривой:

$$y \cdot y' + x = aR, \quad (5)$$

где

$$a = \frac{\omega_0^2}{\omega_0^2 + \omega_1^2}. \quad (6)$$

Решение дифференциального уравнения (5) после некоторого преобразования имеет следующий вид:

$$(x - aR)^2 + y^2 = C^2, \quad (7)$$

где C — постоянная интегрирования.

Анализ уравнения (7) показывает, что граничная линия является окружностью с радиусом C и координатами центра $x = aR$ и $y = 0$, а не циклоида, как утверждается в работе [2]. Действительно, при $\omega_0 = 0$ уравнение (7) превращается в окружность с центром в точке $O(x^2 + y^2 = C^2)$, а при $\omega_0 = 0$ — тоже в окружность, — $(x - R)^2 + y^2 = C^2$, но уже со смещением по оси x центром в точку O_1 .

Постоянная интегрирования C определяется из условий максимальной производительности, соответствующей наибольшей длине граничной линии. Длина граничной линии AMA_1 будет (рис. 3):

$$l = 2\pi C. \quad (8)$$

Из треугольника O_1AD следует, что

$$\cos \alpha = \frac{x_1 - aR}{C}, \quad (9)$$

где x_1 — абсцисса точки A , которая определяется от совместного решения уравнений двух окружностей $|(x - R)^2 + y^2 = r^2$ и $(x - aR)^2 + y^2 = C^2$:

$$x_1 = \frac{C^2 + r^2 - a^2 R^2 \pm R^2}{2m}, \quad (10)$$

$$m = R(1 - a). \quad (11)$$

Разложив $\cos \alpha$ в ряд Маклорена и ограничиваясь первыми двумя членами, выражение (9) можно переписать в виде

$$1 - \frac{\alpha^2}{2} \approx \frac{x_1 - aR}{C}, \quad (12)$$

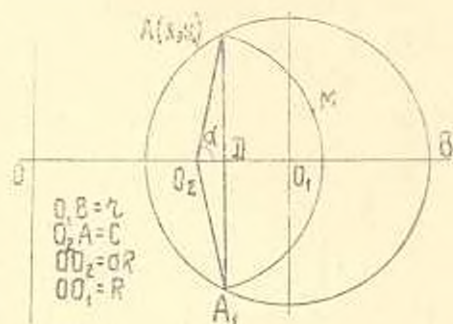


Рис. 3. Схема для определения постоянной интегрирования.

Совместно решая уравнения (8), (10) и (12), получим окончательное выражение для длины дуги AMA_1 :

$$l = \int \sqrt{\frac{4C[r^2 - (C - m)^2]}{m}}. \quad (13)$$

Для нахождения максимума этой функции берется первая производная по C , которая приравнивается к нулю и после некоторых алгебраических преобразований получается уравнение:

$$3C^2 - 4mC + (m^2 - r^2) = 0. \quad (14)$$

Решая (14), получим выражение для радиуса граничной кривой (7):

$$C = \frac{2}{3}m \pm \frac{1}{3}\sqrt{m^2 + 3r^2}. \quad (15)$$

Окончательное уравнение граничной линии будет иметь следующий вид:

$$(x - aR)^2 + y^2 = \left[\frac{1}{3}(2m \pm \sqrt{m^2 + 3r^2}) \right]^2. \quad (16)$$

Анализ уравнений (16), (6), (11) показывает, что радиус граничной линии, от величины которой зависит длина пути перемещение рабочей смеси и производительность обработки, является функцией от чисел оборотов водила n , барабана n_0 и их радиусов вращения R и r .

ЭНИМС

Поступило 18. IV. 1978

Կ. Ա. ՄԵՃՅԱՆ

ՀԻՄՆԱՅՈՒԹԱՊԼԱՆԵՏԱՐ ՄԵԾԱՎՈՐԱՆ ՎԵՐՔՈՐԻՄ ԲԱՆԼՈՐԱԿԱՆ, ԽՈՐՆՈՐԻՄ ԵԱՐՖՈՐԱՆ ՀԵՏԱԳՈՒ ՀԱՎԱՍԱՐՈՒՄԸ

Ա Վ Փ Ն Փ Ն Ն

Հորվածում ապացուցվում է, որ իշկանություններում մ-ակման դեպքում աշխատանքային խտությունը շարժման էնտալպիա շրջանագիծ է, որի կենտրոնը գտնվում է X-ի առանցքի վրա: Բացի դրանից, ջուրը է տրված, որ աշխատանքի շատ ավելի, որի մեծությունը կախված է պրոցեսի արագացողականությունից, քանիցս է թմրուկի և տարիչի շատ ավելիքից ու աղիչությունից արագություններից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Миджоян К. А. Исследование процесса абразивно-планетарной обработки. Отчет, Зак. филиал ЭНИМС, Ереван, 1976
2. Matsunaga M. Theory and experiments on centrifugal barrel finishing. "Internat. J. Product. Res.", 1967, № 1.

ГИДРОТЕХНИКА

С. А. АНАНЯН

МАССОПЕРЕНОС ФИЛЬТРАЦИОННЫМ ПОТОКОМ НА
ФОНЕ РАБОТЫ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО
ДРЕНАЖА

Проблема освоения засоленных земель для развития сельского хозяйства в настоящее время приобретает большое практическое значение. В связи с этим в ближайшие 10—15 лет в Армении намечается произвести большие мелпоративные работы для освоения 30 тыс. га засоленных земель Араратской равнины, а для этого необходимо построить дренажные системы (горизонтальные или пертикальные) и затем производить промывки.

В настоящей работе рассматривается процесс массопереноса (рас-солнение грунтовых вод и почвы) на фоне горизонтального дренажа при непрерывной схеме промывки засоленных земель.

Поставленную практическую задачу приближенно можно решить при помощи известных дифференциальных уравнений физико-химической гидродинамики и гидромеханики, теории фильтрации [1—3]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(D_x \frac{\partial C}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_y \frac{\partial C}{\partial y} \right) - \frac{\partial (V_x C)}{\partial x} - \frac{\partial (V_y C)}{\partial y} + \beta (C_n - C) = \mu \frac{\partial C}{\partial t}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial h}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial h}{\partial y} \right) = 0; \quad v_x = -k \frac{\partial h}{\partial x}; \quad v_y = -k \frac{\partial h}{\partial y}; \quad (2)$$

$$D_x = a V_x; \quad D_y = a V_y, \quad (3)$$

где $C(x, y, t)$ — концентрация (содержание солей в единице объема жидкости) грунтовых вод; C_n — концентрация предельного насыщения; $D(x, y, \beta, \mu)$ — коэффициенты конвективной диффузии, скорости растворения солей (превращение солей из твердой фазы в жидкую) и пористости грунта; v_x, v_y — компоненты скоростей фильтрации; $k(x, y)$ — коэффициент фильтрации; $h(x, y)$ — давление в любой точке фильтрационной среды при работе горизонтального дренажа; t, x, y — время и текущие координаты (рис. 1).

При капитальных промывках действующий напор на дрены (или депрессионная кривая между дренами) в течение промывки сохраняет свою постоянную величину или неизменную форму при непрерывной схеме подачи воды в чеки. Поэтому процесс растворения и выноса солей

из пор грунтов в дрены будет происходить при постоянном по времени режиме фильтрации, хотя сам процесс массопереноса нестационарный и зависит от времени.

Нетрудно заметить, что дифференциальные уравнения (2) решаются независимо от уравнения массопереноса (1).

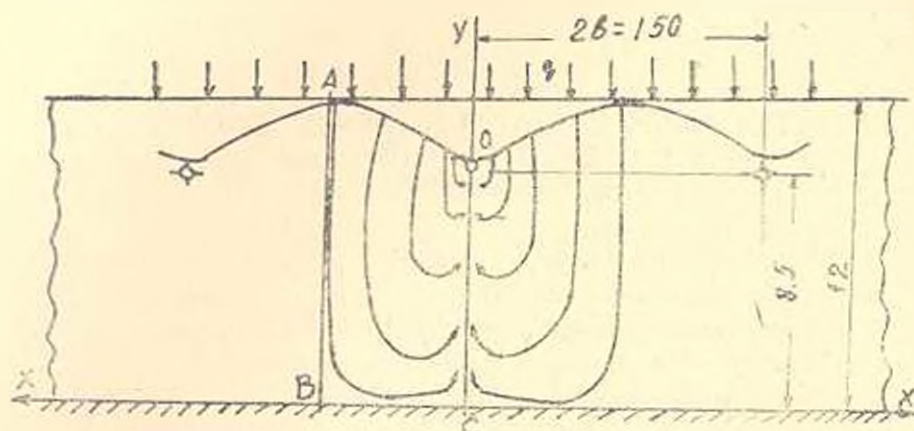


Рис. 1. Схема фильтрационного расчета горизонтального дренажа.

Дифференциальные уравнения (1) решаем при следующих начальных и граничных условиях:

$$\text{при } t = 0, \quad C(x, y, t) = C^0(x, y, 0) \quad (4)$$

и

$$t > 0, \quad \left. \frac{\partial C}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial C}{\partial x} \right|_{x=a} = 0, \quad \left. \frac{\partial C}{\partial y} \right|_{y=0} = 0, \quad \varphi(x_0, y_0) = C_0. \quad (5)$$

Принимаем, что на депрессионной поверхности непрерывно поступают оросительные воды с постоянной концентрацией C_0 .

Дифференциальное уравнение (2) решаем при следующих граничных условиях:

$$\left. \frac{\partial h}{\partial x} \right|_{x=0} = 0; \quad \left. \frac{\partial h}{\partial x} \right|_{x=b} = 0; \quad \left. \frac{\partial h}{\partial y} \right|_{y=0} = 0; \quad q dx = k \frac{\partial h}{\partial y} dx = \text{const.} \quad (6)$$

Последнее условие (6) показывает, что на депрессионной поверхности $\varphi(x_0, y_0)$ непрерывно сливается вода с постоянным погонным расходом q .

Решение дифференциального уравнения (2) производим на бумажной ЭГДА с использованием аналоговой машины марки УСМ-1.

По закону аналогии-подобия фильтрационные характеристики дифференциального уравнения (2) должны быть аналогами с соответствующими электрическими характеристиками дифференциального уравнения

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial U}{\partial y} \right) + I = 0, \quad (7)$$

где U — потенциал в точке; R_s — удельное сопротивление; I — интенсивность площадного питания электрической модели.

Для моделирования фильтрационных процессов введем следующие масштабы: $\alpha_1 = \frac{x_m}{x_n} = \frac{y_m}{y_n}$ — линейный; $\alpha_h = \frac{h}{U}$ или $\alpha_h = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{U_{\max} - U_{\min}}$ — масштаб напоров; $\alpha_q = \frac{q}{I}$, $\alpha_k = \frac{k}{\frac{1}{R_s}}$ — масштабы расхода (или силы тока) и сопротивления.

Подставляя масштабные коэффициенты α_1 , α_h , α_q , α_k в дифференциальное уравнение (2), из условия тождественности уравнений (2—7) получим критериальные зависимости моделирования.

$$\frac{\alpha_h \alpha_q}{\alpha_1^2} = 1; \quad \frac{\alpha_k}{\alpha_1^2} = 1 \quad \text{или} \quad \alpha_q = \alpha_k \alpha_1^2; \quad (8)$$

$$\frac{\alpha_h \alpha_q}{\alpha_1^2} = 1; \quad \alpha_1 = \frac{I}{q}; \quad \alpha_k = k R_s; \quad \alpha_h = \alpha_1 \alpha_k. \quad (9)$$

При расчете модели ЭГДА из трех независимых масштабов α_1 , α_h и α_k два задаются произвольно, а третий масштаб определяется из критериальной зависимости (9).

Создание модели и определение скоростей осуществляется следующим образом.

1. Устанавливается гидродинамическая схема области фильтрации с соответствующими расчетными характеристиками.

2. Устанавливаются линейные масштабы модели. При моделировании многослойной среды необходимо подобрать бумаги с различными сопротивлениями, пропорциональными соответствующим коэффициентам фильтрации, а для однородной среды бумагу любого удельного сопротивления.

3. По принятому линейному масштабу из электропроводной бумаги выкраивается точная копия моделируемой области. Если модель составная, то отдельные ее части с различными коэффициентами фильтрации и мощностями выполняются из различных сортов бумаги, которые должны быть геометрически подобны соответствующим слоям.

На участках грани модели, соответствующих водонепроницаемым участкам, электропроводная бумага должна кончаться обрезом. Для моделирования инфильтрации к внешнему контуру подсоединяются нулевые шины, концы которых при помощи шнура подсоединяются к граничным условиям второго рода (ГУ—II).

Построение гидродинамической сетки в области фильтрации производится обычными методами ЭГДА (рис. 2). На рис. 3 для примера приведены результаты расчета. При этом были заданы контуры фильтрации, включая депрессионные линии (размеры приведены на рис. 1), коэффи-

коэффициент фильтрации $K = 3,5 \text{ м/сут}$ и интенсивность инфильтрации (погонный расход) при промывке $q = 0,035 \text{ м}^2/\text{сут}$.

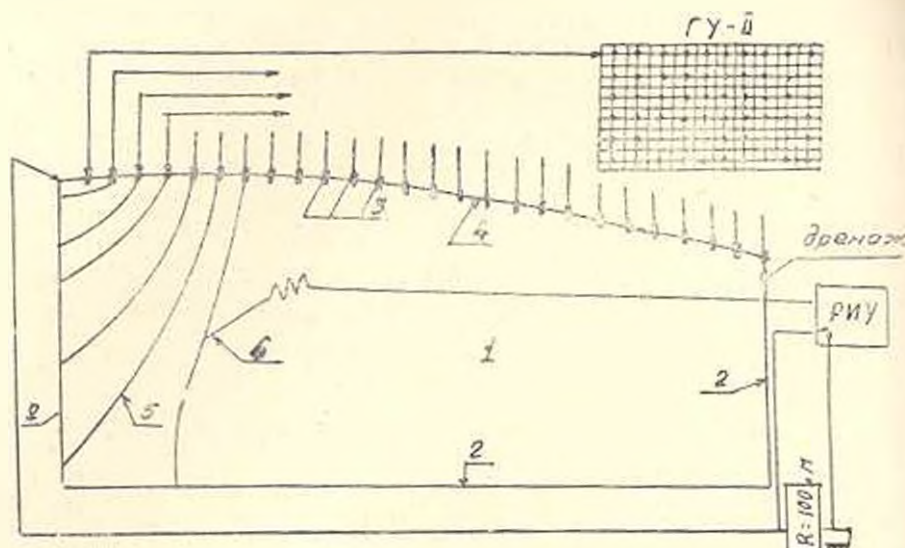


Рис. 2. Принципиальная электрическая схема модели ЭГДА: 1 — электропроводная бумага; 2 — водонепроницаемый контур; 3 — прерывистые шины; 4 — депрессионная линия; 5 — линия равного потенциала; 6 — угла.



Рис. 3. Линии одинакового потенциала (давления) при работе горизонтального дренажа.

Масштабы α_I , α_R и α_ϕ определяются следующим образом.

1. Масштаб силы тока:

$$\alpha_I = \frac{I_0}{qb} = \frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{0,035 \cdot 75} = 0,95 \cdot 10^{-3} \text{ А} \cdot \text{сут} \cdot \text{м}^2,$$

где b — половина междреннего расстояния; I_0 — показывает силу тока, которая принимается за 100% , исходя из технической характеристики УСМ-1; $Q = qb$ — показывает суммарный расход воды, который поступает в дренаж из области фильтрации. Этот расход (сила тока) распределяется между отдельными прерывистыми шинами поровну, т. е. $i = \frac{I_0}{n}$, где n — число прерывистых шин.

Для получения суммарной силы тока (расхода) в дренаже, равной $2,5 \times 10^{-3} \text{ А}$ ($2,6 \text{ м}^3/\text{сут}$), необходимо на модели подавать ток несколько большей величины для компенсации неизбежных потерь, которые имеют

место в бумажной среде. При помощи делителя напряжения машины УМС-1 осуществляется это действие.

2. Масштаб сопротивления—

$$\alpha_n = kR_0 = 3,5 \cdot 325 = 1137,5 \text{ ом} \cdot \text{м}^2/\text{см}.$$

3. Масштаб потенциала—

$$\alpha_\mu = \alpha_\mu \alpha_n = 1,08 \text{ В/м}.$$

Разделив все числовые значения потенциалов электрической модели на коэффициент $\alpha_\mu = 1,08$, получим линии одинаковых напоров. По этим данным и по формулам $v_x = -k \frac{dh}{dx}$, $v_y = -k \frac{dh}{dy}$ нетрудно определить значение горизонтальных и вертикальных скоростей, которые входят в дифференциальное уравнение (1) массопереноса, которое решается методом конечных разностей, используя аналоговую машину УСМ-1 и ЭВМ НАИРИ-2, работающих в параллельном режиме.

Используя аналогию, которая существует между изменением концентрации жидкости в фильтрационном потоке и потенциала в электрическом поле, из уравнения Кирхгофа, написанного для каждой узловой точки сетки, аналогично конечно-разностным уравнениям массопереноса нетрудно получить расчетные зависимости для электрических сопротивлений.

После элементарных преобразований дифференциальное уравнение (1) с учетом (3) можно представить в виде

$$D_1 \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + D_2 \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} - \left[\left(v_x - a \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) \frac{\partial C}{\partial x} + \left(v_y - a \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) \frac{\partial C}{\partial y} \right] + \\ + \beta (C_n - C) = \mu \frac{\partial C}{\partial t}. \quad (10)$$

Конвективные члены (выражение в квадратной скобке q_n) можно рассматривать, как источник, реализующийся на электрической модели дополнительной подачей (отбором) определенной силы тока в центры блоков модели. В связи с тем, что значение C (искомая функция) заранее неизвестно, его следует находить методом итераций. Опыт решения показывает, что число шагов итеративного процесса невелико (обычно 1-2). С учетом сказанного, конечно-разностные уравнения для составления электрической блок-схемы и решения дифференциального уравнения (10) можно представить в следующем виде:

$$\frac{C_1 - C_2}{\Phi_1} + \frac{C_3 - C_2}{\Phi_2} + \frac{C_n - C_2}{\Phi_3} - I_1 = \frac{C_2^i - C_2^{i-\Delta t}}{\Phi_i}; \\ \frac{C_2 - C_3}{\Phi_1} + \frac{C_4 - C_3}{\Phi_2} + \frac{C_n - C_3}{\Phi_3} + I_2 = \frac{C_3^i - C_3^{i-\Delta t}}{\Phi_i}; \\ \dots \dots \dots$$

Для иллюстрации в табл. 2 приведено значение концентрации после 60 сут. при непрерывной схеме подачи воды в чек (междренное расстойание). Из данных таблицы 2 видно, что в течение 60 сут. максимальное значение концентрации 12 г/л снижается до 3—3,5 г/л. При этом объем промывной воды достигает 21000 м, который очень близок к данным натурных опытов [6].

По изложенному методу в настоящее время исследуется процесс массопереноса в неоднородной фильтрующей среде.

ЕрИИ им. К. Маркса

Поступило 14 XII.1978.

II. Ա. ԱՆԱՅԱՆ

ՖԻԼՏՐԱՑԻԱՆ ՀԱՍՔՈՎ ՄԱՍՍՍՏԵՆՉԱՓՈՆՈՒՄ ՀՈՐԻԶՈՆԱԿԱՆ ԳՐԱԴԻԱՆՏ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ա. Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հորվածում բերված է մասսատեղափոխման տեսության հիմնական դիֆերենցիալ հավասարումները աղբյուրների լվացման խնդիրները լուծելու համար: Սահմանված է դիֆերենցիալ հավասարումների սկզբնական և սահմանային պայմանները մի շարք կարևոր պարմական նշանակություն ունեցող խնդիրների լուծման համար: Խնդրի լուծումը իրականացված է մաթեմատիկական մոդելացման միջոցով, ստացված արդյունքները քննարկված են և արված մի շարք գործնական խորհուրդներ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Подубаринова-Кочина П. Я. Теория движения грунтовых вод. М., «Наука», 1977.
2. Аверьянов С. Ф. Некоторые вопросы предупреждения засоления орошаемых земель и меры борьбы с ним в Европейской части СССР. Сб. «Орошаемое земледелие в Европейской части СССР», М., «Колос», 1965.
3. Анянян А. К. Дренаж при освоении содовых солончаков. М., «Колос», 1972.
4. Анянян С. А., Анянян А. К. Гидродинамические методы определения эксплуатационных запасов подземных вод с учетом изменения их качества под влиянием поверхностных источников. «Известия АН Арм ССР (серия Т. Н.)», т. XXX, № 5, 1977.
5. Анянян С. А. О некоторых результатах решения пространственной задачи массопереноса. «Известия АН Арм ССР (серия Т. Н.)», т. XXX, № 6, 1977.
6. Анянян С. А., Ачоян Ж. А., Анянян А. К. О некоторых результатах исследования рассоляющего действия горизонтального дренажа. «Известия АН Арм ССР (серия Т. Н.)», т. XXXI, № 5, 1978.

ГИДРОТЕХНИКА

Э. А. ХАЧАТРИАН

РАСЧЕТ ЛИНЕЙНОГО ВОДОЗАБОРА В ЧЕТЫРЕХСЛОЙНОЙ
ФИЛЬТРАЦИОННОЙ СРЕДЕ

Решается фильтрационная задача в гидравлически связанной многослойной среде при линейной схеме расположения водозаборов (скважин), типичная для межгорных впадин [1, 5]. Численное решение задачи реализовано применительно к гидрогеологическим условиям Арацотской равнины (рис. 1).

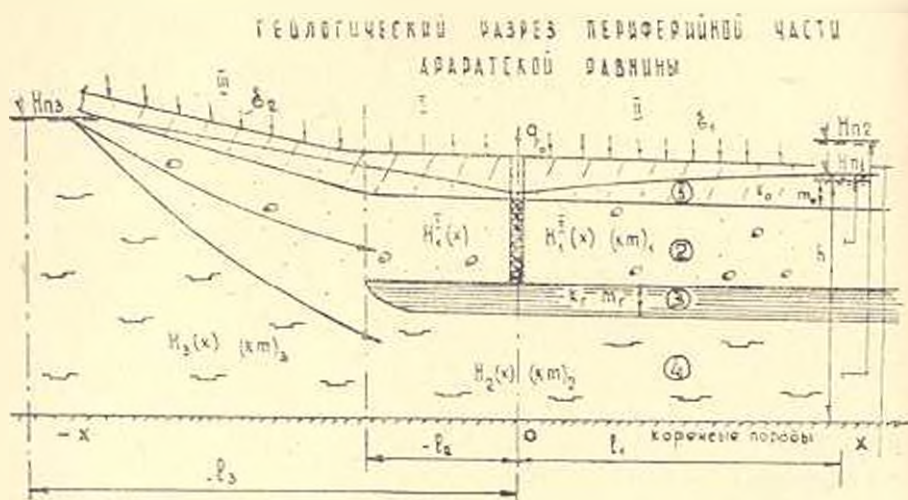


Рис. 1. 1 — покровный слой; 2 — слабонапорный слой, 3 — слабопроницаемый слой (обёрнутое глина); артезианский слой (базальты).

Расчетную схему гидрогеологической обстановки межгорной впадины можно представить в виде фильтрационной системы, состоящей из трех гидравлически связанных между собой пластов (слоев) (рис. 1): верхний покровный слой с напорным питанием грунтовых вод; нижний слабонапорный водоносный слой, отделенный от высоконапорного (артезианского) водоносного слоя глинистыми отложениями. Напорность создается на высоких отметках в предгорных зонах.

При схематизации фильтрационных процессов учитывается протекание подземных вод из слоев с высоким напором в слой с меньшим

напорами. В водоносных горизонтах движение воды принимается горизонтальным, а в слабопроницаемых прослойках — вертикальным, т. е. принимается схема перетекания Мятнева-Гиринского.

Вышеописанную фильтрационную систему при стационарном процессе можно представить в виде следующей системы дифференциальных уравнений [2-5]:

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 + \frac{k_0}{m_0} (H_1^I - h) + \frac{k_0}{m_0} (H_1^{II} - h) &= 0; \\ (km)_1 \frac{d^2 H_1^{II}}{dx^2} - \frac{k_2}{m_n} (H_1^{II} - h) + \frac{k_r}{m_r} (H_2 - H_1^{II}) &= 0; \\ (km)_1 \frac{d^2 H_1^I}{dx^2} - \frac{k_0}{m_0} (H_1^I - h) + \frac{k_r}{m_1} (H_2 - H_1^I) &= 0; \\ (km)_2 \frac{d^2 H_2}{dx^2} - \frac{k_r}{m_r} (H_2 - H_1^I) - \frac{k_r}{m_r} (H_2 - H_1^{II}) &= 0; \\ (km)_3 \frac{d^2 H_3}{dx^2} + \varepsilon_2 &= 0.\end{aligned}\quad (1)$$

Эти уравнения решаем при следующих граничных условиях [3, 5]:

$$\begin{aligned}X = l_1; \quad H_1^{II} = \text{const} = H_{01}; \quad H_2 = \text{const} = H_{02}; \\ X = -l_2; \quad H_1^I = H_2 = H_3; \quad (km)_1 \frac{dH_1^I}{dx} + (km)_2 \frac{dH_2}{dx} = (km)_3 \frac{dH_3}{dx}; \\ X = \pm r; \quad \left. \frac{dH_1^I}{dx} \right|_{x=r} = \left. \frac{dH_1^{II}}{dx} \right|_{x=r} = -\frac{q_0}{(km)_1}; \quad H_1^I \Big|_{x=r} = H_1^{II} \Big|_{x=r}; \\ X = -l; \quad H_3 = \text{const} = H_{03}; \quad q_0 = \frac{Q}{l \cdot n}.\end{aligned}\quad (2)$$

Общее решение задачи при граничных условиях (2) получено в следующем виде:

$$\begin{aligned}H^{II}(x) = \frac{b_2}{2} \left(\frac{\Delta_1}{\Delta} \right) X + \frac{b_2}{2} \left(\frac{\Delta_2}{\Delta} \right) - \frac{(km)_2}{2(km)_1} \left(\frac{\Delta_3}{\Delta} \right) \exp(-x \sqrt{b_1}) - \\ - \frac{(km)_2}{2(km)_1} \left(\frac{\Delta_4}{\Delta} \right) \exp(x \sqrt{b_1}) + \left(\frac{\Delta_5}{\Delta} \right) \exp(-x \sqrt{n_2}) + \\ + \left(\frac{\Delta_6}{\Delta} \right) \exp(x \sqrt{n_2}) + \frac{n_1}{2} x^2 + \frac{M_3}{2};\end{aligned}$$

$$H_1^I(x) = \frac{b_2}{2} \left(\frac{\Delta_1}{\Delta} \right) x + \frac{b_2}{2} \left(\frac{\Delta_2}{\Delta} \right) - \frac{(km)_2}{2(km)_1} \left(\frac{\Delta_3}{\Delta} \right) \exp(-x \sqrt{b_1}) - \\ - \frac{(km)_2}{2(km)_1} \left(\frac{\Delta_4}{\Delta} \right) \exp(x \sqrt{b_1}) - \left(\frac{\Delta_5}{\Delta} \right) \exp(-x \sqrt{n_2}) - \\ - \left(\frac{\Delta_6}{\Delta} \right) \exp(x \sqrt{n_2}) + \frac{n_1}{2} x^2 + \frac{M_1}{2};$$

$$H_2(x) = \frac{k_r}{2m_r (km)_2 b_1} \left(\frac{\Delta_1}{\Delta} \right) x + \frac{k_r}{2m_r (km)_2 b_1} \left(\frac{\Delta_2}{\Delta} \right) + \\ + \left(\frac{\Delta_3}{\Delta} \right) \exp(-x \sqrt{b_1}) + \left(\frac{\Delta_4}{\Delta} \right) \exp(x \sqrt{b_1}) - \\ - \frac{\varepsilon_1 k_r}{4m_r (km)_1 (km)_2 b_1} x^2 - \frac{\varepsilon_1 k_r}{2m_r (km)_1 (km)_2 b_1}; \\ k(x) = \frac{H_1^I(x) + H_1^{II}(x)}{2} + \frac{\varepsilon_1 m_2}{2k_0},$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ — инфильтрационное питание с учетом испарения:

$$b_1 = \left[\frac{2(km)_1 + (km)_2}{2(km)_1 (km)_2} \right] \frac{k_r}{m_r}; \quad b_2 = 1 - \frac{k_r}{2m_r (km)_1 b_1}; \\ n_1 = \left[\frac{\varepsilon_1 k_r}{4m_r (km)_1 b_1} - \frac{\varepsilon_2}{2(km)_1} \right]; \quad n_2 = \frac{2m_r k_0 + \varepsilon_2 k_r}{2m_r m_r (km)_1}; \\ M_1 = \frac{\varepsilon_1 k_r}{2m_r (km)_1^2 b_1^2}.$$

В функциях $H_1^I, H_1^{II}, H_2, H_3$ главный определитель имеет вид

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} a_{00} & a_{01} & \dots & a_{07} \\ a_{10} & a_{11} & \dots & a_{17} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{70} & a_{71} & \dots & a_{77} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} a_{08} \\ a_{18} \\ \dots \\ a_{78} \end{vmatrix}.$$

Члены главного определителя вычисляются по следующим формулам:

$$a_{00} = \frac{b_2}{2} l_1; \quad a_{01} = \frac{b_2}{2}; \quad a_{02} = -\frac{(km)_2}{2(km)_1} \exp(-l_1 \sqrt{b_1}); \\ a_{03} = \frac{(km)_2}{2(km)_1} \exp(l_1 \sqrt{b_1}); \quad a_{04} = \exp(-l_1 \sqrt{n_2}); \quad a_{05} = \exp(l_1 \sqrt{n_2}); \\ a_{06} = a_{07} = 0; \quad a_{10} = \frac{b_2}{2} l_1; \quad a_{11} = \frac{b_2}{2}; \quad a_{12} = \exp(-l_1 \sqrt{b_1});$$

$$a_{13} = \exp(l_1 \sqrt{b_1}); \quad a_{14} = a_{15} = a_{16} = a_{17} = a_{18} = a_{19} = a_{20} = a_{21} = a_{22} = a_{23} = 0;$$

$$a_{24} = a_{25} = 1; \quad a_{26} = a_{27} = a_{28} = a_{29} = a_{30} = a_{31} = 0;$$

$$a_{34} = 2\sqrt{n_2}; \quad a_{35} = -a_{31}; \quad a_{36} = a_{37} = 0;$$

$$a_{40} = -\frac{b_2}{2} l_2; \quad a_{41} = \frac{b_2}{2}; \quad a_{42} = -\frac{(km)_2}{2(km)_1} \exp(l_2 \sqrt{b_1});$$

$$a_{43} = -\frac{(km)_2}{2(km)_1} \exp(-l_2 \sqrt{b_1}); \quad a_{44} = -\exp(l_2 \sqrt{n_2});$$

$$a_{45} = -\exp(-l_2 \sqrt{n_2}); \quad a_{46} = l_2; \quad a_{47} = -1; \quad a_{50} = -\frac{l_2}{2} l_2;$$

$$a_{51} = \frac{b_2}{2}; \quad a_{52} = \exp(l_2 \sqrt{b_1}); \quad a_{53} = \exp(-l_2 \sqrt{b_1});$$

$$a_{54} = a_{55} = 0; \quad a_{56} = l_2; \quad a_{57} = -1; \quad a_{60} = [(km)_1 + (km)_2] \frac{b_2}{2};$$

$$a_{61} = 0; \quad a_{62} = -\frac{(km)_2}{2(km)_1} \exp(l_2 \sqrt{b_1}); \quad a_{63} = \frac{(km)_1}{2} \sqrt{b_1} \exp(-l_2 \sqrt{b_1});$$

$$a_{64} = (km)_1 \sqrt{n_2} \exp(l_2 \sqrt{n_2}); \quad a_{65} = (km)_1 \sqrt{n_2} \exp(-l_2 \sqrt{n_2});$$

$$a_{66} = -(km)_2; \quad a_{67} = a_{70} = a_{71} = a_{72} = a_{74} = a_{75} = 0;$$

$$a_{76} = -l_2; \quad a_{77} = 1.$$

Свободные члены $a_{68}, a_{130}, \dots, a_{138}$ вычисляются

$$a_{68} = H_{61} - \frac{n_1}{2} l_1^2 - \frac{M_1}{2};$$

$$H_{26} = H_{62} + \frac{\varepsilon_1 k_1 l_1^2}{4m_r (km)_1 (km)_2 b_1} + \frac{\varepsilon_1 k_1}{2m_r (km)_1 (km)_2 b_1};$$

$$a_{128} = 0; \quad a_{129} = -\frac{q_0}{(km)_3}; \quad a_{130} = -\frac{\varepsilon_2 l_2^2}{2(km)_3} - \frac{n_2 l_2^2}{2} - \frac{M_1}{2};$$

$$a_{131} = \frac{\varepsilon_1 k_1 l_2^2}{4m_r (km)_1 (km)_2 b_1} + \frac{\varepsilon_1 k_1}{2m_r (km)_1 (km)_2 b_1};$$

$$a_{65} = \varepsilon_2 l_2 + n_1 (km)_1 l_2 - \frac{\varepsilon_1 k_1 l_2}{2m_r (km)_1 b_1}; \quad a_{78} = H_{63} + \frac{\varepsilon_2}{2(km)_3} l_2^2.$$

Для вычисления $\Delta, \Delta_2, \dots, \Delta_7$ необходимо столбцы главного определителя заменить соответствующими свободными членами.

Практическое значение этой задачи заключается в следующем: перехватить пресную воду на более высоких отметках, т. е. в предгорной части равнины. Эта вода будет использована для нужд сельскохозяйст-

վենից օրոշման և բնակավայրերի ապահովման համար անհրաժեշտ է հիշարժան ջրերի և ջրի պահուստների օգտագործումը, որոնց համար անհրաժեշտ է անցկացնել հետազոտություններ և իրականացնել համապատասխան ծրագրեր:

Ստացված լուծումներով կարելի է կատարել հետազոտություններ և իրականացնել համապատասխան ծրագրեր:

Տվյալներ: $k_1 = 0,03$ մ/սյւմ; $m_1 = 5$ մ; $(km)_1 = 2000$ մ²/սյւմ;

$(km)_2 = 3000$ մ²/սյւմ; $(km)_3 = 7000$ մ²/սյւմ; $z_1 = z_2 = 0,02$ մ/սյւմ;

$l_1 = 1000$ մ; $l_2 = 500$ մ; $l_3 = 4000$ մ; $q_0 = 0,05$ մ²/սյւմ;

$k_0 = 0,1$ մ/սյւմ; $m_0 = 20$ մ.

Րաշիւնը կատարւում է ՅՄՄ «Մաթ-2»-ով ընդհանուր պրոցրամով: Րաշիւնի արդիւնքները ներկայացւում են աղիւծում:

Աղիւծում

H_1 X	$X = 0$	$X = 500$	$X = 1000$	$X = -200$	$X = -500$	$X = -2000$	$X = -4000$
$H_1^H(x)$	171,1	174,3	183,0	—	—	—	—
$H_1^I(x)$	171,1	—	—	179,1	191,1	—	—
$H_2(x)$	183,1	182,3	193,0	189,1	191,1	—	—
$H_3(x)$	—	—	—	—	191,1	220,6	250,0
$h(x)$	173,3	181,6	183,0	175,8	182,5	—	—

Ստացւած լուծումներով կարելի է կատարել հետազոտություններ և իրականացնել համապատասխան ծրագրեր:

Երկրի մ. Կ. Մարքս

Ստացւած 14.IX.1978.

Ե. 2. ԱՆՏՐԱԿԱՆ

ԳՆԱՀԱՆ ԳՆԱՀԱՆՈՒՄԱՆ ԶՐԱՆՈՒՄԻ ՆԱԶԱԿԱՆ ՔԱՆԱՇՆԵՐՆ ԶԻՏՐԱՆՈՒՄԻ ՄԻՋԱՎԱՅՐՈՒՄ

Ա. մ. ֆ. ռ. ֆ. ռ. ռ.

Հոգիւծումով տեղաւայրում կարելի է հիշարժան ջրերի և ջրի պահուստների օգտագործումը, որոնց համար անհրաժեշտ է անցկացնել հետազոտություններ և իրականացնել համապատասխան ծրագրեր:

բանաձևեր, որոնց օգնությամբ կարելի է ստանալ բոլոր ջրառար շերտերում հեղուկների քանակությունը, կախված հորի երկրից:

Խնդիրը թվական եղանակով լուծված է Արարատյան դաշտավայրի ծախքամասային տեղամասերի համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Анимян А. К. Дренаж при освоении соловых солончаков. М., «Колос», 1971.
2. Барсегян Р. М. Методы решения задач теории фильтрации в неоднородных средах. Ереван, Изд. ЕГУ, 1977.
3. Шержуков Б. С. Неуставившаяся фильтрация грунтовых вод и горизонтальные дренажи с учетом разделения пласта слабопроницаемыми перемычками. Тр. координац. совещ. по гидротех., вып. 35, Ленинград, 1967.
4. Пирвердян А. М. О перетоках жидкости из одного горизонта в другой. «Известия вузов. Нефть и газ», № 28, 1956.
5. Бочевер Ф. М. Проектирование водозабора подземных вод. М., Стройиздат, 1976.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

К. Г. АБРАМЯН, А. Г. КАРАПЕТАН, Л. К. ЯГДЖЯН

ОБ ОДНОЙ ЗАДАЧЕ ПОКРЫТИЯ РАСПИСАНИЯ
ДВИЖЕНИЯ САМОЛЕТОВ

В статье рассматривается частная задача на покрытие расписания движения самолетов. В качестве исходных данных задается множество рейсов; требуется определить минимальное количество самолетов, регулярно покрывающих заданное расписание.

Обозначим множество рейсов расписания через L :

$$L = \{l_1, l_2, \dots, l_n, \dots, l_n\}$$

где l_i — i -й рейс, $i = 1, 2, \dots, n$.

Каждый рейс l_i определяется двумя значениями: временем вылета t_i и прилета c_i . Под временем прилета принято время возвращения самолета, выполняющего i -ый рейс, плюс время τ , необходимое для подготовки данного самолета к следующему полету

$$L = \{|t_1, c_1|, |t_2, c_2|, \dots, |t_i, c_i|, \dots, |t_n, c_n|\}.$$

Период, в течение которого повторяется расписание, обозначим через T , а минимальное количество самолетов, регулярно покрывающих данное расписание — через m .

Введем следующие условия [1]:

1. В каждый момент времени самолет не может выполнять более одного рейса.

2. Время вылета t_i всегда меньше времени прилета c_i .

3. Каждый рейс выполняется только одним самолетом.

Рассмотрим множество замкнутых интервалов, заданных на оси t действительных чисел

$$L = \{|t_i, c_i|\}, \quad i = 1, 2, \dots, n,$$

где n — количество интервалов; t_i, c_i — начало и конец i -го интервала.

Составим новое счетное множество L^* интервалов, состоящее из всех интервалов множества L , сдвинутых по оси t на αT , где $\alpha = 0, \pm 1, \pm 2, \dots, \mp \infty$; T — длина сдвига или период повторения интервалов

$$L^* = \{|t_i + \alpha T, c_i + \alpha T|\}.$$

При этом потребуем выполнения условия

$$0 \leq t_i < T, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

которое не сужает класс рассматриваемых L^* .

Определение 1. Сечением $S(t_0)$ множества L^* в точке t_0 называется количество интервалов из L^* , для которых выполняется условие

$$t < t_0 + c, \quad (2)$$

где $[t, c] \in L^*$; $t_0 \in (-\infty, \infty)$.

Интервалы, удовлетворяющие (2), называются входящими в сечение $S(t_0)$. Исходя из определения сечения, задача нахождения минимального количества самолетов, регулярно покрывающих расписание движения самолетов, сводится к нахождению максимального значения сечения $S(t)$ множества L^* на интервале $(-\infty, \infty)$, т. е.

$$m = \max_{t \in (-\infty, \infty)} S(t).$$

Лемма 1. Для нахождения максимального сечения L^* достаточно найти это значение в интервале $[t_0, t_0 + T]$:

$$\max_{-\infty < t < \infty} S(t) = \max_{\substack{0 \leq t < T \\ t_0 \leq t_0 + t}} S(t_0 + t). \quad (3)$$

Доказательство. Исходя из построения L^* и определения сечения $S(t)$ следует, что $S(t)$ периодическая функция с периодом T и поэтому справедливо (3).

Лемма 2. Справедливо следующее соотношение между сечениями $S(t_1)$ и $S(t_2)$, при $t_2 > t_1$:

$$S(t_2) = S(t_1) + H - K,$$

где H — количество элементов множества R_1 интервалов L^* , начала которых принадлежат $[t_1, t_2)$; K — количество элементов множества R_2 интервалов L^* , концы которых принадлежат $[t_1, t_2)$.

Доказательство. Пусть $[t, c]$ произвольный интервал из L^* .

Возможны следующие случаи вхождения интервала $[t, c]$ в сечения $S(t_1)$ и $S(t_2)$ (рис. 1).

1. $[t, c]$ входит в сечения $S(t_1)$ и $S(t_2)$ (рис. 1а): $t_1 > t$; $c > t_2$; т. е. t и c не принадлежат $[t_1, t_2)$, откуда

$$[t, c] \in R_1, R_2, \quad H = 0, \quad K = 0.$$

Следовательно,

$$S(t_2) = S(t_1).$$

2. $[t, c]$ входит в сечение $S(t_1)$ и не входит в сечение $S(t_2)$ (рис. 1б): $t_1 > t$; $t_1 < c \leq t_2$, т. е. t не принадлежит $[t_1, t_2)$, а c принадлежит $[t_1, t_2)$, откуда

$$[t, c] \in R_1, \quad H = 0,$$

$$[t, c] \in R_2, \quad K = 1.$$

Следовательно, $S(t_2) = S(t_1) - 1$.

3. $[t, c]$ входит в сечение $S(t_2)$ и не входит в сечение $S(t_1)$ (рис. 1н): $t_1 \leq t < t_2$, $c \geq t_2$.

Аналогично 2 имеем:

$$[t, c] \in R_2, \quad H = 1;$$

$$[t, c] \in R_1, \quad K = 0.$$

Следовательно,

$$S(t_2) = S(t_1) + 1.$$

Для интервалов $[t, c]$, показанных на рис. 1, имеем:

$$S(t_2) = S(t_1) + 1 - 1 = S(t_1).$$

Рассмотрим возможные случаи расположения интервалов множества L^* не входящих в сечения $S(t_1)$ и $S(t_2)$ (рис. 2):

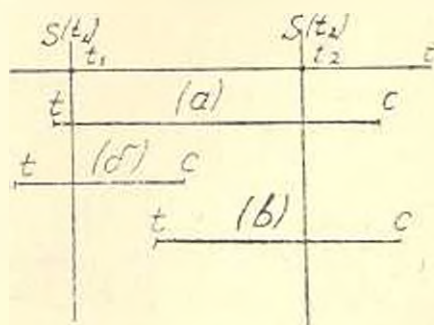


Рис. 1.

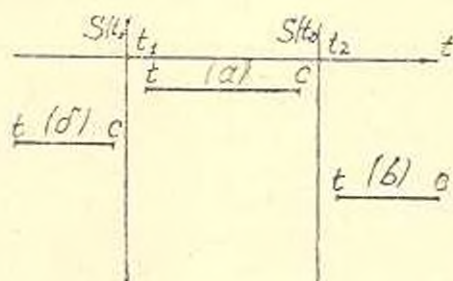


Рис. 2.

(а) $t \geq t_1$, $c < t_2$; (б) $t < t_1$, $c < t_2$; (в) $t \geq t_2$, $c > t_2$.

При условиях (а) имеем: $[t, c] \in R_1, R_2$, т. е. $H=1$, $K=1$, $S(t_2) = S(t_1)$;

при условиях (б) — $[t, c] \in R_1, R_2$, т. е. $H=0$; $K=0$, $S(t_2) = S(t_1)$,

при условиях (в) — $[t, c] \in R_1, R_2$, т. е. $H=0$, $K=0$, $S(t_2) = S(t_1)$.

Для интервалов $[t, c]$, показанных на рис. 2, имеем:

$$S(t_2) = S(t_1) + 1 - 1 = S(t_1).$$

Следствие.

$$S(t_1) = S(t_2),$$

если $[t_1, t_2]$ не содержит начал и концов интервалов из L^* .

Дадим однозначное представление c_i в виде:

$$c_i = \beta_i T + c'_i, \quad (4)$$

где

$$0 \leq c'_i < T. \quad (5)$$

β_i — целое число.

Лемма 3. Сечение $S(0)$ множества L^* в нулевой точке равно:

$$S(0) = \sum_{i=1}^n q_i.$$

Доказательство. Рассмотрим произвольный интервал $[t_i, c_i]$ из L .

Множество интервалов из L^* , порожденное этим интервалом, будет:

$$[t_i + \alpha T, c_i + \alpha T], \quad \alpha = 0, \pm 1, \pm 2, \dots, \pm \infty.$$

Выделим из данного множества интервалы, входящие в $S(0)$. Тогда для этих интервалов выполняется условие (2)

$$t_i + \alpha T < 0 \leq c_i + \alpha T. \quad (6)$$

Из (6) и (1) получим

$$\alpha \leq -1. \quad (7)$$

а из (6), (4), (5) —

$$-\beta_i \leq \alpha. \quad (8)$$

Из (7) и (8) следует, что множество выделенных интервалов из L^* , удовлетворяющих условию (6), равно β_i .

Общее же количество интервалов из L^* , удовлетворяющих условию (6), равно $\sum_{i=1}^n \beta_i$, что и требовалось доказать.

Пусть R_1 — множество интервалов из L^* , начало которых принадлежит $[0, T)$ и R_n — множество интервалов из L^* , концы которых принадлежат $[0, T)$.

Лемма 4.

1. Начала интервалов из R_1 есть $\{t_i\}$, $i = 1, 2, \dots, n$.
2. Концы интервалов из R_n есть $\{c_i\}$, $i = 1, 2, \dots, n$.

Доказательство. 1. Рассмотрим множество интервалов, начала которых лежат в $[0, T)$, т. е.

$$0 \leq t_i + \alpha T < T. \quad (9)$$

Из (9) и (1) получим $\alpha = 0$, что и требовалось доказать.

2. Выделим из множества L^* интервалы, концы которых лежат в $[0, T)$, т. е.

$$0 \leq c_i + \alpha T < T. \quad (10)$$

Из (10), (4), (5), получим $\alpha = -\beta_i$, что и требовалось доказать.

Лемма 1 позволяет сводить задачу нахождения максимального сечения L^* к нахождению максимального сечения L^* в интервале $[0, T)$. Из леммы 2 и 3 можно вычислить значение $S(t)$ в произвольной точке $t \in [0, T)$ по формуле:

$$S(t) = \sum_{i=1}^n \beta_i + H_t - K_t,$$

где H_t — количество элементов множества R_1 интервалов из L^* , начала которых принадлежат $[0, t)$; K_t — количество элементов множества R_2 интервалов из L^* , концы которых принадлежат $[0, t)$.

Пусть $\{S(t)\}$ — множество значений сечений $S(t)$ множества L^* , вычисленных в точках $\{t_i\}$ и $\{c_i\}$, найденных согласно лемме 4.

Теорема.

$$m = \max_{t \in \{t_i\}, \{c_i\}} |S(t)|. \quad (11)$$

Доказательство. Исходя из следствия леммы 2 можно утверждать, что множество $\{S(t)\}$ является множеством всевозможных значений $S(t)$ и поэтому справедливо (11).

ЕрИИ им. К. Маркса

Получено 4 IX 1978.

Կ. Գ. ԱՐԱՄՅԱՆ, Ա. Գ. ԿԱՐԱՊԵՏՅԱՆ, Լ. Կ. ՅԱԳԺՅԱՆ

ԽՆՐԱԹԻՈՆԵՐԻ ՀԱՐԺԱՆ, ԶՎԱՑՈՒՑԱԿԻ ԿԱՏԱՐՄԱՆ ԽՆԴԻՐԸ

Ա մ փ ո փ ո լ մ

Հորիզոնում քննարկվում է խնրաթիոնների շարժման շվացուցակի առանձնահատուկ խնդիրը։ Որպես մեկնակետ տրվում են մեծ թվով թռիչքներ։ Որոշվում է սովյալ շվացուցակի թռիչքները կանոնավոր կերպով կատարող խնրաթիոնների նվազագույն թիվը։

Л И Т Е Р А Т У Р А

- 1 Ковалёв Р. В., Максимов В. Л., Миллер Л. В. Теория расписаний. М., «Наука», 1975.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. Г. МУСАЕЛЯНЦ, А. С. АРИСТАКЕСЯН

ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ ВОДИЛА ГОРИЗОНТАЛЬНО
РАСПОЛОЖЕННОГО КОЛЬЦЕВОГО
БРИКЕТНОГО ПРЕССА

Известно, что кольцевые брикетные прессы, применяемые для получения весьма плотных и небольших формы (брикетов) из сена и других видов кормов, обладают сравнительно высокой производительностью. Однако, серьезным недостатком данных прессов является их высокая энергоемкость [1, 2].

Большие затраты энергии такими прессами вызываются сравнительно высокими усилиями и вращающим моментом водила, требуемыми на осуществление процесса брикетирования, и отсутствием точной методики выбора основных параметров пресса, обеспечивающих минимально возможный вращающий момент водила.

В данной работе приводятся теоретические исследования, позволяющие вывести закономерность изменения вращающего момента водила кольцевого брикетного пресса от его основных геометрических параметров, физико-механических свойств брикетируемого материала и параметров технологического процесса.

Так как горизонтально расположенный брикетный пресс является голономной механической системой, то для определения вращающего момента водила M воспользуемся дифференциальными уравнениями механической системы в обобщенных координатах, т. е. уравнениями Лагранжа второго рода.

Как видно из рис. 1, кольцевой брикетный пресс представляет собой систему с одной степенью свободы, т. к. ее положение определяется только углом γ поворота водила OO_1 , который и принимается за обобщенную координату. Тогда для этой системы уравнения Лагранжа второго рода будут представлены следующим уравнением

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \gamma} = Q_{\gamma} \quad (1)$$

где $\dot{\gamma} = \omega$ — угловая скорость водила; Q — обобщенная сила; T — кинетическая энергия системы:

$$T = T_1 + T_2, \quad (2)$$

T_1, T_2 — кинетические энергии прессующего ролика и водила.

Определив значения T_1 и T_2 по известным формулам теоретической механики, получим

$$T = \frac{1}{48} (D - d)^2 (9m_1 + 2m_2) \dot{\varphi}^2, \quad (3)$$

где D — внутренний диаметр матричного кольца; d — диаметр прессующего ролика; m_1, m_2 — массы прессующего ролика и водила.

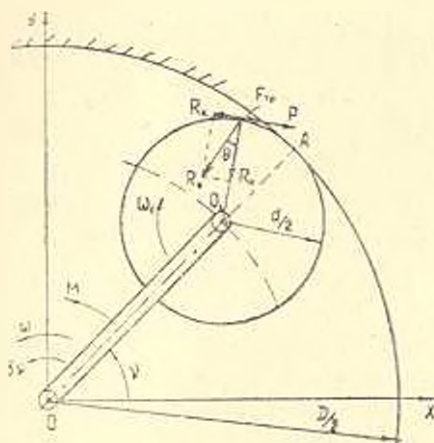


Рис. 1. Расчетная схема к определению вращающего момента в силе.

Из выражения (3) имеем

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{1}{24} (D - d)^2 (9m_1 + 2m_2) \dot{\varphi}. \quad (5)$$

Для определения обобщенной силы Q_1 дадим водилу OO_1 возможное угловое перемещение $\delta\varphi$ как это показано на рис. 1. Так как брикетный пресс расположен горизонтально, в плоскости вращения водила на систему действует только вращающий момент M . Тогда на возможном перемещении $\delta\varphi$ элементарная работа пары этого момента равна

$$\delta A = M \delta\varphi, \quad (6)$$

которая определяется также по выражению

$$\delta A = Q_1 \delta\varphi. \quad (7)$$

Из (6) и (7) имеем

$$Q_1 = M. \quad (8)$$

Подставив (4), (5) и (8) в (1), получаем

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{1}{24} (D - d)^2 (9m_1 + 2m_2) \dot{\varphi} \right] = M. \quad (9)$$

откуда определяем угловое ускорение водила

$$\varepsilon = \ddot{\varphi} = \frac{24M}{(D-d)^2(9m_1 + 2m_2)} \quad (10)$$

Для определения окружного усилия P , приводящего во вращение прессующий ролик, воспользуемся теоремой об изменении кинетического момента в относительном движении ролика по отношению к оси O_1 . Зная взаимосвязь между угловыми ускорениями прессующего ролика и водила, на основании этой теоремы получим

$$P = \frac{1}{4} m_1 (D-d) \ddot{\varphi}. \quad (11)$$

Подставив (10) в (11) и приняв $\mu = \frac{D}{d}$, после преобразований найдем выражение для определения вращающего момента водила

$$M = \frac{P(9m_1 + 2m_2)D(\mu - 1)}{6\pi m_1} \quad (12)$$

Выразив массы ролика m_1 и водила m_2 через их размеры, с учетом того, что матричное кольцо обкатывается числом роликов, равным k , получаем:

$$M = \frac{kP[9\pi Db + 4ac\mu(\mu - 1)](\mu - 1)}{6\pi\mu b} \quad (13)$$

где b — высота ролика; a — ширина и толщина водила.

Величина окружного усилия P определяется как алгебраическая сумма касательной составляющей R_τ реакции R_0 сжимаемого материала на ролик и силы трения $F_{тр}$ качения ролика (рис. 1):

$$P = R_\tau - F_{тр} \quad (14)$$

а

$$F_{тр} = \frac{2f_{кат}}{d} R_n, \quad (15)$$

где $f_{кат}$ — коэффициент трения качения; R_n — нормальная составляющая реакции R_0 , действующей на ролик диаметром d .

Подставив (15) и значения $R_\tau = R_0 \sin \theta$, $R_n = R_0 \cos \theta$ в (14), получаем

$$P = R_0 \left(\sin \theta - \frac{2f_{кат}}{d} \cos \theta \right), \quad (16)$$

где θ — угол между направлением реакции R_0 материала на прессующий ролик и радиусом, проведенным через точку приложения R_0 .

Совместно решая (16) и (13), получим

$$M = \frac{kR_0 \left(\sin \theta - \frac{2f_{кат}}{D} \cos \theta \right) (\mu - 1) [9\pi Db + 4ac\mu(\mu - 1)]}{6\pi\mu b} \quad (17)$$

Согласно ранее проведенным авторами исследования получено

$$R_0 = \frac{1}{2} \gamma_0 D b \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{\sin \alpha_0}{\mu - 1 + \cos \alpha_0} \right) \right] \frac{\cos \beta_0}{\cos (\theta_0 - \beta_0)}, \quad (18)$$

где α_{0p} — давление, необходимое для проталкивания спрессованного материала вдоль прессовальных каналов брикетного пресса; α_0 — угол, характеризующий зону приложения нагрузки на прессующем ролике; β_0 — угол, характеризующий направление нормали относительно матричного кольца реакции R сжатого материала; θ_0 — угол между направлениями реакций R и R_0 .

Значения углов определяются по формулам:

$$\beta_0 = \frac{1}{2} \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{\sin \alpha_0}{\mu - 1 + \cos \alpha_0} \right) \right]; \quad (19)$$

$$\theta_0 = \operatorname{arctg} \left(\frac{A}{B} \right); \quad (20)$$

где

$$A = 2 \left[1 - \sqrt{1 - 2 \frac{\mu - 1}{\mu^2} (1 - \cos \alpha_0)} \right] \cos \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \left(\frac{\sin \alpha_0}{\mu - 1 + \cos \alpha_0} \right);$$

$$B = \operatorname{arctg} \left(\frac{\sin \alpha_0}{\mu - 1 + \cos \alpha_0} \right) - 2 \left[1 - \sqrt{1 - 2 \frac{\mu - 1}{\mu^2} (1 - \cos \alpha_0)} \right] \times$$

$$\times \sin \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \left(\frac{\sin \alpha_0}{\mu - 1 + \cos \alpha_0} \right);$$

$$\theta = \arccos \left[\frac{-(\mu - 1) \lg^2 \beta_0 + 1 + [1 - (\mu - 1)^2 \lg^2 \beta_0]}{1 + \lg^2 \beta_0} \right] - \beta_0 - \theta_0; \quad (21)$$

$$\alpha_0 = \arccos \left[1 - \frac{\mu^2}{2(\mu - 1)} \left[1 - \left\{ 1 - \frac{\gamma_0}{\gamma} \left[1 - \sqrt{1 - 2 \frac{\mu - 1}{\mu^2} (1 - \cos \left[\varphi + \varphi_1 + \arcsin \frac{\sin (\varphi + \varphi_1)}{\mu - 1} \right])} \right\} \right] \right] \right]; \quad (22)$$

где δ — коэффициент бокового давления спрессованного материала на стенки прессовальных камер; γ, γ_0 — объемные массы исходного и спрессованного материала, находящегося в прессовальных каналах; φ и φ_1 — углы внешнего и внутреннего трения материала.

Решив совместно выражения (17) (21) и (22), получаем зависимость вращающего момента валика от основных геометрических параметров пресса, параметров технологического процесса брикетирования и физико-механических свойств материала.

С целью определения численных значений M проведено решение выражения (17) на ЭВЦМ «Напри-2» при следующих постоянных параметрах: $b = 0,035$ м; $a = 0,06$ м; $c = 0,12$ м; $f_{\text{вн}} = 0,0005$ м; $k = 1$; $\delta = 0,4$; $\gamma_{\text{вн}} = 40$ кг/м²; $\gamma = 1200$ кг/м²; $\sigma = 4,0 \cdot 10^7$ н/м². На рис. 2 и 3 приведены результаты расчетов.

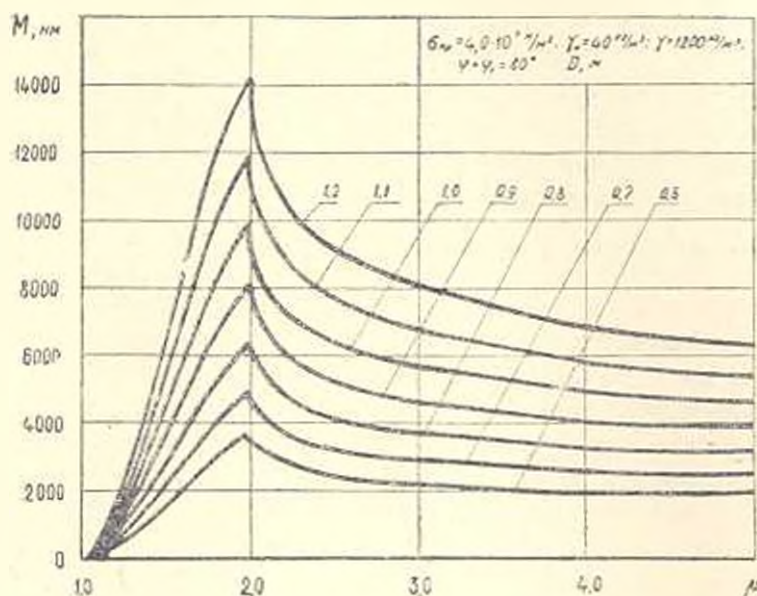


Рис. 2. Зависимости изменения вращающего момента водила от соотношения μ .

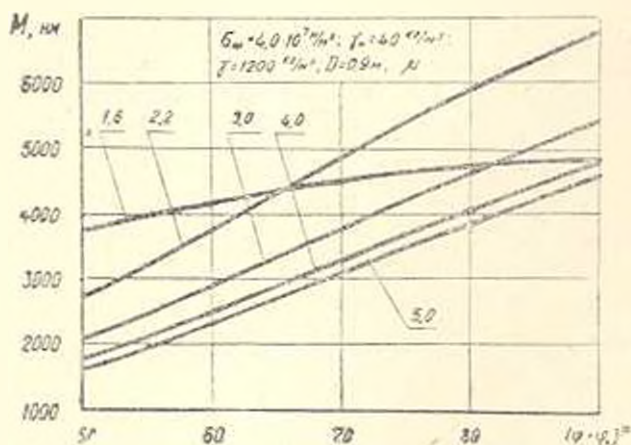


Рис. 3. Зависимости изменения вращающего момента водила M от суммы углов $(\varphi + \varphi_1)$ внешнего и внутреннего трения материала.

Из рис. 2 видно, что с увеличением μ величина M изменяется по двум закономерностям, разграниченным значением $\mu = 1 + \sin(\varphi + \varphi_1)$.

По первой закономерности, т. е. в пределе увеличения μ от 1,0 до $1 + \sin(\varphi + \varphi_1)$, вращающий момент увеличивается от нуля до максимума. По второй закономерности, при увеличении μ от $1 + \sin(\varphi + \varphi_1)$, величина M уменьшается от максимума сперва резко, а затем с затухающей интенсивностью. Такое изменение величины M , в основном, объясняется характером изменения функции $R_k = f(\mu)$.

С увеличением суммы углов внешнего и внутреннего трения материала $(\varphi + \varphi_1)$ вращающий момент водила увеличивается (рис. 3). При этом, в первой закономерности функция $M = f(\varphi + \varphi_1)$ увеличивается менее интенсивно, чем во второй, что объясняется постоянством и равенством 90° величины $\arcsin \frac{\sin(\varphi + \varphi_1)}{\mu - 1}$.

Вышесказанное позволяет заключить, что с целью обеспечения меньшего вращающего момента водила при проектировании кольцевых брикетных прессов необходимо придерживаться значений μ , больших или меньших величины $1 + \sin(\varphi + \varphi_1)$ (в данном случае $\mu \approx 2$), а также меньших значений количества k прессующих роликов. Окончательный выбор μ зависит, кроме того, от комплексного анализа влияния данной величины на производительность и потребляемую мощность пресса.

Арм НИИМЭСХ

Поступило 20.XII.1978.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Додгов И. А., Васильев Г. К. Математические методы в земледельческой механике. М., «Колос» 1965.
2. Миркарян С. Е., Мицаелянц Г. Г., Коваленко А. И. Основные параметры кольцевых брикетных прессов. «Механизация и электрификация сов. сельск. хоз.», 1977, № 4.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Э. М. ДИЛАНЯН, Г. К. АСТАБАТЦЯН

АЛГОРИТМ ДЛЯ РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ
СЕРИЕСНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ

Электромобили с индивидуальным электроприводом задних колес должны обеспечивать хорошую управляемость и устойчивость движения при поворотах. Для этого требуется регулировать напряжение на каждом двигателе в зависимости от траектории и скорости движения. Чтобы определить законы оптимального регулирования напряжений двигателей внешнего и внутреннего колес и улучшить их тягово-энергетические показатели при повороте, необходимо знать все силы и реакции, действующие на колеса.

Из теории криволинейного движения автомобиля известно, что на устойчивость и управляемость электромобиля большое влияние оказывают изменения величин вертикальных реакций, действующих на колеса, а также величины коэффициентов увода колес [1, 2].

Поэтому для определения законов регулирования напряжений двигателей с учетом вышеуказанных факторов приходится решать большое количество уравнений со многими неизвестными [3].

Для решения этой задачи была разработана методика и составлен алгоритм расчета на ЦВМ. Сущность метода заключается в следующем: на основании пространственной одномассовой модели, характеризующей движение электромобиля на повороте с учетом заданного оптимального распределения касательных реакций по ведущим колесам, находят распределение тяговых моментов и скоростей по колесам при повороте, по которым определяют соответствующие тяговые моменты и скорости на валу двигателей, а затем, с учетом кривой намагничивания серийного двигателя устанавливается закон регулирования напряжений на двигателях в зависимости от линейной скорости и среднего угла поворота электромобиля.

Как известно [1, 2], при неравенстве касательных реакций ведущих колес возникают дополнительные моменты, оказывающие неблагоприятное воздействие на управляемость и устойчивость движения на повороте. При раздельном управлении двигателями внутреннего и внешнего колес может быть задано условие равенства касательных реакций на ведущих (внутреннего и внешнего) колесах, т. е.: $X_0^* = X_1^*$.

Решение уравнений, определяющих движение пространственной одномассовой модели с задними ведущими колесами при круговом дви-

жений [2, 3], даст следующие соотношения для основных параметров поворота:

$$x = \frac{mV^2}{K_2} \left(\frac{a - fh}{L - fh} \right); \quad (1)$$

$$R = \frac{L}{\theta_1} + \frac{mV^2}{(L - fh)} \left(\frac{b}{K_1} + \frac{a}{K_2} \right); \quad (2)$$

$$Y_1 = K_1 \left(\theta_1 - \frac{L - x}{R} \right); \quad (3)$$

$$Y_2 = K_2 \left(\frac{x}{R} \right); \quad (4)$$

$$P_2 = f \frac{m}{g} + Y_1 \theta_1 - \frac{mV^2}{R^2} (b - x) + \omega V^2; \quad (5)$$

$$P_2' = \frac{P_2 - 2Y_2 \frac{h}{B} f}{2}; \quad (6)$$

$$P_2' = P_2 - P_2'; \quad (7)$$

$$X_2' = P_2' - fZ_2'; \quad (8)$$

$$Z_2' = 0,5Z_2 - Y_2 \frac{h}{B}; \quad (9)$$

$$Z_2 = G \frac{a}{L} + \frac{P_2 r_d + \omega V^2 - \frac{mV^2}{R^2} (b - x)}{L}; \quad (10)$$

$$\omega_{k2}' = \frac{\frac{V}{R} \sqrt{x^2 + \left(R - \frac{B}{2}\right)^2}}{r_0 \left(1 - \frac{X_2'}{Z_2'}\right)^2}; \quad (11)$$

$$\omega_{k2}'' = \frac{\frac{V}{R} \sqrt{x^2 + \left(R + \frac{B}{2}\right)^2}}{r_0 \left(1 - \frac{X_2'}{Z_2'}\right)}; \quad (12)$$

$$K_i = K_0 q_{xi} q_{zi}; \quad (13)$$

$$q_{xi} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_{xi}}{r_{xi}}\right)^2}}{1 + 0,35 \frac{R_{xi}}{r_{xi}^2}}; \quad (14)$$

$$q_{zi} = \frac{1 - 0,6 \left(\frac{R_{zi} - R_{zm}}{R_{zm}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{R_{zi} - R_{zm}}{R_{zm}} \right)^3}{1 - 0,6 \left(\frac{R_{z0} - R_{zm}}{R_{zm}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{R_{z0} - R_{zm}}{R_{zm}} \right)^3} \quad (15)$$

где X , Z , Y — касательная, радиальная и боковая реакции, действующие на колесо; θ_1 — средний угол поворота; a , b — расстояние от центра тяжести автомобиля до его передней и задней осей; L , h , B — база, высота центра тяжести и среднее значение колеи; ω — коэффициент сопротивления воздуха; r_0 , r_d — радиус качения колеса в свободном режиме и динамический радиус; z — удельный коэффициент тангенциальной эластичности; ω_k — угловая скорость вращения колес; x — расстояние от задней оси до полюса поворота; R — радиус поворота; f , φ — коэффициенты сопротивления качению и сцеплению колеса; K_i — коэффициент увода середин осей ($i = 1, 2$); G , m — вес и масса автомобиля; q_x , q_z — коэффициенты коррекции по тангенциальной и радиальной реакциям; R_z , R_x — радиальные и касательные силы, действующие на колеса; K_0 , R_m — начальные значения коэффициента увода и радиальной нагрузки; $R_{zm} = (1,2 \div 1,8) R_{z0}$.

В формулах (1)–(15) индексы 1 и 2 относятся к передней и задней осям, соответственно, а штрих и два штриха — к внутреннему и внешнему колесам.

Напряжение серийного двигателя в относительных единицах определяется по известному выражению:

$$\dot{U} = \dot{\Phi} \dot{\omega} + \dot{R} \frac{\dot{M}}{\dot{\Phi}}, \quad (16)$$

где $\dot{U}$, $\dot{\Phi}$, $\dot{M}$, $\dot{\omega}$, $\dot{R}$ — напряжение, поток, электромагнитный момент, угловая скорость и суммарное сопротивление в относительных единицах.

За базисные приняты следующие величины:

$U_b = U_n$; $I_b = I_n$; $\Phi_b = \Phi_n$ — номинальные значения напряжения, тока якоря и потока.

Момент на валу и угловая скорость двигателя определяются из следующих соотношений:

$$\dot{M}_2 = \frac{P_2 r_d}{M_b i \gamma_1}; \quad \dot{M}_1 = \frac{P_1 r_d}{M_b i \gamma_1}; \quad \dot{\omega}_2 = \frac{\omega_{k2} \cdot i}{\omega_b}; \quad \dot{\omega}_1 = \frac{\omega_{k1} \cdot i}{\omega_b},$$

где ω_b , M_b — базовые значения угловой скорости и момента двигателя.

Для прямолинейного движения из (5) при $R = \infty$, $\theta_1 = 0$ следует, что

$$M_b = \frac{P_2 r_d}{2 i \gamma_1}, \quad \omega_b = \frac{V \cdot i}{r_d}.$$

где i , η -- передаточное число и к. п. д. трансмиссии; P_{2a} -- тяговое усилие на ведущем колесе при прямолинейном движении с той же скоростью.

Закон регулирования напряжения двигателей определяется выражением [3]:

$$\Delta \dot{U}_2 = \frac{\dot{U}_2 - \dot{U}_n}{\dot{U}_n} = \frac{\dot{\Phi}' \dot{\omega}_2 + R \frac{\dot{M}_2}{\dot{\Phi}'}}{\dot{\Phi}_n \frac{V \cdot i}{\omega_d r_d} + R \frac{\dot{M}_n}{\dot{\Phi}_n}} - 1; \quad (17)$$

$$\Delta \dot{U}_2 = \frac{\dot{U}_2 - \dot{U}_n}{\dot{U}_n} = \frac{\dot{\Phi}' \dot{\omega}_2 + R \frac{\dot{M}_2}{\dot{\Phi}'}}{\dot{\Phi}_n \frac{V \cdot i}{\omega_d r_d} + R \frac{\dot{M}_n}{\dot{\Phi}_n}} - 1.$$

Алгоритм для расчета $\Delta \dot{U}_2$, $\dot{U}_2$ с коррекцией углов увода K показан на рис. Первоначально задаются значениями K_{1c} , K_{2c} , V , θ_1 . В ходе расчета, после печати вычисленных величин, с помощью условных переходов производится уточнение K_1 и K_2 . Для рассчитанного момента двигателя $\dot{M}$ каждый раз определяется величина потока $\dot{\Phi}$ по аппроксимированному выражению $\dot{\Phi} = \dot{M}$. Для каждого значения V угол θ_1 меняется от начального до θ_{1max} с шагом $\Delta \theta_1$, затем изменяется значение V с шагом ΔV до V_{max} . Приведенный алгоритм расчета позволяет определять тяговые моменты, скорости колес и изменение напряжений на двигателях с учетом распределения вертикальных нагрузок и коррекцией коэффициентов сопротивлений уводу по касательным и радиальным силам.

Результаты расчета для электромобиля с двумя ведущими колесами заднего моста, при значении параметров: $\bar{G} = 2950$ кгс, $L = 2,7$ м, $a = 1,5$ м, $b = 1,2$ м, $B = 1,63$ м, $h = 0,7$ м, $l = 11$, $r_d = 0,33$, $\epsilon = 0,09$, $\omega = 0,18$ кгс·с²/м², $K_{10} = K_{20} = 6000$ кгс/рад, $P_n = 8$ кВт, $U_n = 90$ В, $I_n = 102$ А, $n_n = 5250$ об/мин, $M_n = 1,486$ кгс·м, $R = 0,1$ Ом приводятся в таблице.

Как показывают расчеты при линейной скорости движения 10 м/с и угле поворота 0.05 рад разность изменений напряжения на двигателях внешнего и внутреннего колеса ведущей оси составляет около 40%. При таком регулировании напряжений дополнительный момент сопротивления не возникает, что обеспечивает оптимальные условия для надежного управления и устойчивости электромобиля при повороте.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Титашов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля М. «Машиностроение», 1971.
2. Фаробин И. Е. Теория поворота транспортных машин М., «Машиностроение», 1970.
3. Дилиянц Э. М., Асабянц А. М., Астабигцян Г. К. Метод определения законов управления электрическим приводом многодвигательного электроавтомобиля при повороте «Автомобильная промышленность», 1978, № 5.

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

ՄՆՔԵՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

Վ. Մ. Մխչյան:	Ուսման պարամետրերի թրջումը լայնական-տեղափոխության դրանման երկրորդային հաստոնի վրա պարկուճների անցքահանման հեղուկում	3
Ս. Ք. Խաչատրյան:	Տրված ժամանակամիջոցում ամրոճեցնելի շարժման կայունության մասին, երբ հաշվի է առնվում ամրոցողների կողային առաձգականությունը	8
Բ. Պ. Ջավախյան:	Քառակուսի մեխանիզմների մի համախմբի մասին	13
Ա. Գ. Կուրդյան, Վ. Ն. Անդրեև:	Պոչային ֆրեզներով ֆրեզերման պրոցեսի գինեմիկայի ուսումնասիրումը	19
Կ. Ա. Մեջլում:	Հողանյութապլանետար մշակման ղեկավարող խառնուրդի շարժման հետազոտի համարումը	23

ՀԻԳՐՈՏԵՆՈԿԻԱ

Ս. Ա. Անանյան:	Ֆիկտրացիոն խոցով մասսատեղափոխում լարիդեակալի դրենաժի աշխատանքի հնարում	27
Է. Ա. Խաչատրյան:	Դժային դասավորված ջրհորերի նալարկր քառաչեքա ֆիկտրացիոն միջավայրում	34

ՀԱՇՎՈՂԱԿԱՆ ՏԵԽՆԻԿԱ

Կ. Հ. Աբրահամյան, Ա. Հ. Կառապետյան, Լ. Կ. Յաղոյան:	Ինքնաթիռների շարժման լվացության կատարման խնդիրը	41
--	---	----

ԴԻՏԱԿԱՆ ՆՈԹԵՐ

Յ. Գ. Մուսելյան, Ա. Ս. Ուրիստակյան:	Հորիզոնական զատավորությունները ռդակաձև բրկնեւային մամլիչի տարիչի ոլորող մոմենտը	45
Է. Մ. Գլխեյան, Հ. Կ. Աստարաուսյան:	Հաջորդական զրդոման շարժիչներով լրկտրամորիչի ուղտիմալ կառավարման հաշվարկի ալցորիթմը	52

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. Мхоян. Определение силовых параметров при прошивке гильз на двух-валковом стане поперечно-винтовой прокатки	3
С. Т. Хачатрян. Об устойчивости движения автомобиля на заданном интервале времени с учетом боковой упругости шин	9
Р. Н. Джавахян. Об одном семействе четырехшарнирных механизмов	13
Г. Г. Гадукия, В. Н. Андреев. Исследование динамики процесса фрезерования концевыми фрезами	19
К. А. Манджоян. Уравнение траектории движения рабочей смеси при абразивно-планетарной обработке	23

ГИДРОТЕХНИКА

С. А. Аникян. Массонерение фильтрационным потоком на фоне работы горизонтального дренажа	27
Э. А. Хачатрян. Расчет линейного водозабора в четырехслойной фильтрационной среде	34

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

К. Г. Абрамян, А. Г. Карапетян, Л. К. Ясджян. Об одной задаче покрытия расписания движения самолетов	40
--	----

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. Г. Мугасяцц, А. С. Аристархьян. Вращающий момент подшипа горизонтально расположенного кольцевого бринетного пресса	45
Э. М. Диланян, Г. К. Асхабаджян. Алгоритм для расчета оптимального управления серпесными двигателями электромобиля	52

Технический редактор Л. А. АЗИЗБЕКЯН

ВФ 04485

Изд. № 5027

Заказ 446

Тираж 490

Слано в набор 20.03.1979 г. Подписано к печати 23.05.1979 г.
Формат бумаги 70×103¹/₁₆. Печ. л. 3,75. Бум. л. 2,25. Усл. п. л. 5,6.
Уч. изд. л. 3,81.

Издательство Академии наук Армянской ССР, Ереван, ул. Барекамутиян, 24г.
Типография Издательства АН Армянской ССР, Ереван, Барекамутиян, 24.

