

630 *

A 90

Міністэрства адукацыі і навукі Рэспублікі Беларусь
БЕЛАРУСКІ ДЗЯРЖАЎНЫ ТЭХНАЛАГІЧНЫ УНІВЕРСІТЭТ

Кафедра лясных машын і тэхналогіі лесанарыхтовак

АСНОВЫ ПРАЕКТАВАННЯ ЛЯСНЫХ МАШЫН

Метадычны дапаможнік да курсавога праекта
па аднайменнай дысцыпліне
для студэнтаў спецыяльнасці Т.05.02

У 2-х частках

Частка I

Мінск 1995

УДК 630.7

Разгляджаны да выдання редакцыйна-
выдавецкай ра універсітэту

Складальнікі: А.В.Жукаў, А.Г.Гараноўскі,
С.П.Мохаў, да В.Клокаў

Навуковы рэдактар дацэнт А.І. Смяля

Рэцэнзенты: кандыдат тэхнічных навук, інжынер-
канструктар ВА МТЗ В.Г. Ермалёнак;
кандыдат тэхнічных навук, старшы
выкладчык каф. транспарту лесу БДТУ
М.Т. Наскавец

У першай частцы дапаможніка разгляджаны пытанні выканання
раздзелаў курсавога праекта па агульнай кампануючы машын, вы-
значэнні нагрузак, разліку ўстойлівасці, манеўранасці, плаўнасці ходу
і праходнасці лясных машын.

Па тэматычным плане выданняў універсітэта на 1995 год.
Паз.76

Для студэнтаў спец. Т.05.02 "Машыны і абсталяванне ляснога
комплексу".

666

учны

УВОДЗІНЫ



У вучэбным плане падрыхтоўкі інжынера-механіка спецыяльнасці Т.05.02 спецыялізацый "Машины і механізмы лясной прамысловасці" і "Канструяванне лесапрамысловага абсталявання" прадугледжана курсавое праектаванне дысцыпліне "Асновы праектавання лясных машын".

Асноўныя задачы курсавога праектавання, якое з'яўляецца завяршальным этапам пры вывучэнні ўказаных дысцыплін, заключаюцца ў паглыбленым іх вывучэнні і замацаванні асноў дадзеных курсаў, у развіцці навыкаў самастойнай творчай працы па вырашэнні інжынерных задач праектавання лесапрамысловага абсталявання, разліку, аналізу і абгрунтавання прынятых рашэнняў з выкарыстаннем спецыяльнай літаратуры, даведнікаў, перыядычных выданняў, каталогаў і інш.

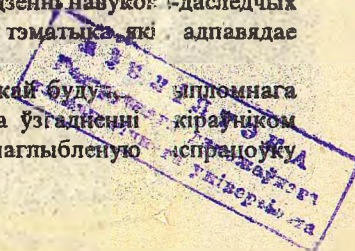
Кожнаму студэнту выдаецца індывідуальнае заданне на рашэнне асноўных пытанняў праектавання аднаго з відаў лясных машын. Студэнт у адпаведнасці з заданнем распрацоўвае прынцыповую схему тэхналагічнага абсталявання і ўвядзе яе з параметрамі базавай машыны, выконвае агульную кампануючку машыны, абгрунтоўвае яе галоўныя параметры.

Павінна прадугледжвацца ўвязка праектуемага лесанарыхтоўчага абсталявання з прысмамай тэхналогіяй работ і сістэмай машын, што яе забяспечваюць.

Заданні могуць быць выдадзены таксама па распрацоўцы канструкцыі і разліку аднаго з аграгатаў сілавой перадачы, падвескі або хадавой часткі базавай машыны.

Для студэнтаў спецыялізацыі "Канструяванне лесапрамысловага абсталявання" прадугледжваецца больш паглыбленая канструктарская распрацоўка праекта, правядзенне разліковых работ па абгрунтаванні параметраў машын з шырокім ужываннем сучасных метадаў матэматычнага аналізу, статыстычнай дынамікі, апыт "зацэпнага" мадэлявання. Дапускаецца выкананне курсавых праект (последнага кірунку, калі студэнт прымае ўдзел у правядзенні навуковых даследчых работ лабараторый і кафедр факультэта, тэматыка які адпавядае накіраванасці дысцыпліны.

Курсавы праект можа з'яўляцца часткай будучага дыпломнага праекта студэнта. У гэтым выпадку ён, па ўзгадненні кіраўніком дыпломнага праектавання, уяўляе сабой паглыбленую распрацоўку яго канструктарскай або даследчай часткі.



Библиотека БГТУ



00000002891746

У дадзеным дапаможніку асветлены агульныя пытанні выканання раздзелаў праекта, прыведзены разліковыя метадыкі, выкладзеныя з улікам выканання іх на ЭВМ пры выкарыстанні распрацаванага праграмнага забеспячэння, а таксама даведкавыя матэрыялы.

1. ЗАДАННЕ НА КУРСАВОЕ ПРАЕКТАВАННЕ

Заданне на курсавое праектаванне выдаецца на IV курсе (8 семестр) пасля прапрацоўкі са студэнтамі матэрыялу, дастатковага для паэтапнага выканання курсавога праекта.

Заданне фармулюецца на спецыяльных бланках і ўтрымлівае наступныя зыходныя даныя:

- 1) тып праектуемай машыны;
- 2) базавая машына (тып, марка);
- 3) параметры прылад працы;
- 4) характарыстыка лесасекі, умоў руху;
- 5) скорасць руху;
- 6) нагрузка на рэйс.

Змест праекта складаецца з тлумачальнай запіскі аб'ёмам 30-35 старонак рукапіснага тэксту і 3-х лістоў чарцяжоў фармату А1.

Тлумачальная запіска асвятляе наступныя пытанні.

1. Актуальнасць тэмы і агульнае абгрунтаванне кірунку праектавання.

2. Схема распрацоўкі лесасекі і выбар сістэмы машын.

3. Выбар канструктыўнай схемы тэхналагічнага абсталявання і патэнтавы пошук.

4. Агульная кампаноўка машын, вызначэнне нагрузак на шасі і тэхналагічнае абсталяванне.

5. Ацэнка асноўных тэхніка-эксплуатацыйных паказчыкаў машыны (устойлівасць, манеўранасць, плаўнасць ходу, праходнасць).

6. Разлік вузла.

7. Разлік прадукцыйнасці машыны.

У тэксце тлумачальнай запіскі абавязковы спасылкі на літаратурныя крыніцы. Разлікі, прыведзеныя ў запісцы, суправаджаюцца схемамі і графікамі.

Графічная частка праекта змяшчае: агульны выгляд машыны, зборачны чарцёж вузла тэхналагічнага абсталявання або базавага шасі, дэталіроўку вузла. Чарцяжы выконваюцца алоўкам у адпаведнасці з патрабаваннямі АСКД.

Наступныя раздзелы вучэбнага дапаможніка прысвечаны разгляду зместу разлікова-тлумачальнай запіскі курсавога праекта.

2. СХЕМА РАСПРАЦОЎКІ ЛЕСАСЕКІ І ВЫБАР СІСТЭМЫ МАШЫН

Скарыстоўваюць розныя метады нарыхтоўкі драўніны на леса-сецы і далейшай яе транспарціроўкі. Магчыма вывазка драўніны ў выглядзе дрэваў, хлыстоў, сартыментаў, шчэпак. У залежнасці ад гэтага выкарыстоўваюцца розныя схемы арганізацыі работ на леса-сецы. Прымяняемы від тэхналагічнага працэсу залежыць таксама ад цэлага шэрагу іншых фактараў [1] і вызначаецца тыпамі прымяняе-мага абсталявання.

Студэнт, з улікам тыпу праектуемай машыны, а таксама прагрэсіўных тэндэнцый лесанарыхтоўчай вытворчасці, выбірае адпаведную схему распрацоўкі лесасекі і комплекс машын, якія павінны ўдзельнічаць у тэхналагічным працэсе. У тлумачальнай запісцы пры-водзіцца схема распрацоўкі лесасекі і даецца яе апісанне.

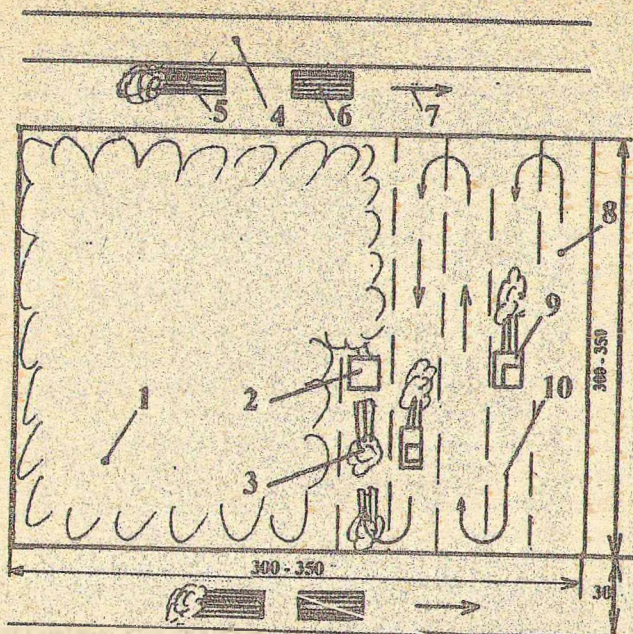
На рыс. 1 у якасці прыкладу прыведзена схема распрацоўкі леса-секі валачна-пакетавальнай машынай тыпу ЛПП-19 і колавым тралё-вачным трактарам з пачкавым захопам з наступнай пагрузкай пачак сківічным пагрузчыкам і вывазкай лесавозным аўтапоездам. Валачна-пакетавальная машына рассякае лесасеку на стужкі шырынёй 12...14 м у абодвух напрамках і ўкладвае на свой след. Тралёвачныя машыны падбіраюць і тралююць гэтыя пачкі, рухаючыся па следзе ВПМ і пад'язджаючы да пачкі заднім ходам. Абразанне сукоў выконваецца на пагрузачнай пляцоўцы.

Схема распрацоўкі лесасекі выкарыстоўваецца для вызначэння сярэдніх адлегласцей руху машыны з грузам і без грузу, удакладнення адпаведных скорасных паказчыкаў, радыусаў і інш.

3. КАНСТРУКТЫЎНАЯ СХЕМА ТЭХНАЛАГІЧНАГА АБСТАЛЯВАННЯ І ПАТЭНТНЫ ПОШУК

Раздзел прадугледжвае сістэматызацыю звестак па канструкцыі машын, аналагічных праектуемым. Пры гэтым здзяйсняецца літаратурны і патэнтны пошук. Абагульняецца і аналізуецца матэрыял спецыяльнай літаратуры, аўтарскіх пасведчанняў і патэнтаў, тэхнічнай дакументацыі, даных выпрабаванняў, хронамэтражных назіранняў і г.д.

У выніку гэтай работы студэнт, які абавязкова кансультуецца з выкладчыкам, распрацоўвае прынцыповую схему свайго тэхналагічнага абсталявання (вузла, агрэгата) і пры наяўнасці дастатковай тэхнічнай навізны афармляе заяўку на мяркуемае вынаходства. Літаратурны агляд і матэрыялы патэнтнага пошуку, а таксама заяўка на



Рыс. 1. Схема распрацоўкі лесасекі ВПМ і тралёвачнай машынай з пачкавым захопам: 1 - лес, які расце; 2 - ВПМ; 3 - пачка дрэваў; 4 - лесавозны вус; 5 - штабель дрэваў; 6 - штабель хлыстоў; 7 - напрамак вывазкі; 8 - мяжа распрацоўваемай стужкі; 9 - тралёвачная машына; 10 - напрамак тралёўкі

вынаходства афармляюцца ў адпаведнасці з наяўнымі патрабаваннямі і ўключваюцца ў тлумачальную запіску. Тут жа прыводзіцца падрабязнае апісанне канструкцыі і работы практуемага абсталявання.

4. АГУЛЬНАЯ КАМПАНОЎКА МАШЫН, ВЫЗНАЧЭННЕ НАГРУЗАК НА ШАСІ І ТЭХНАЛАГІЧНАЕ АБСТАЛЯВАННЕ

У якасці канчатковага выніку па дадзеным раздзеле прадугледжана выкананне агульнага кампанавачнага эскіза - агульны выгляд машыны.

4.1. Агульныя прынцыпы кампановкі

У працэсе практавання машыны спачатку вызначаецца агульная схема канструктыўнага рашэння, звязаная з выбарам спосабу транспарціроўкі драўніны, базавай машыны, тэхналагічнага абсталя-

вання. Затим визначалася агульная схема паслядоўна развіваецца і ўдкладняецца ў дэталі.

Як правіла, лясная машына ствараецца шляхам аграгатавання базавага шасі з рознымі відамі тэхналагічнага абсталявання. Пры гэтым павінна забяспечвацца аптымальнае выкананне аперацый тэхналагічнага працэсу. Любая рабочая аперацыя звязана з перамяшчэннем драўніны, і асобае месца сярод іх займаюць перамяшчальныя аперацыі першаснага транспарту лесу. Апрача непасрэдна транспартавання, гэта збіранне, пагрузка і разгрузка драўніны.

Таму, перш чым пераходзіць да праектавання рабочага абсталявання, кампануюкі, выбару параметраў абсталявання і ацэнкі параметраў машыны, аналізуецца і выбіраецца агульная схема і спосаб транспартавання лесаматэрыялаў.

Толькі пасля гэтага выконваецца агульная кампануюка машыны з улікам аптымальнага размяшчэння тэхналагічнага абсталявання, аптымальнай загрузанасці хадавой часткі, забеспячэння нармальнай устойлівасці, праходнасці, маневранасці. Пры гэтым павінны быць улічаны габарытныя і вагавыя абмежаванні, патрабаванні агляднасці і выкананне неабходных умоў работы аператара.

Зыходныя даныя для рабочай кампануюкі аграгатаў і сістэм машыны атрымліваюць на падставе разліку канструктыўных, геаметрычных і вагавых параметраў, выхадных паказчыкаў сілавога аграгата і сістэм шасі, тэхналагічнага абсталявання і вузлаў яго прывода. Увязваюцца такія паказчыкі, як магутнасць рухавіка, памер шын або параметры гусенічнага рухача, перадатачны лік трансмісіі базавай машыны і параметры прывода тэхналагічнага абсталявання. Пры канструктарскай распрацоўцы тэхналагічнага абсталявання павінны брацца пад увагу яго вагавыя і геаметрычныя параметры з улікам кінематыкі і траекторый перамяшчэння рабочых органаў пры выкананні рабочых аперацый у адпаведнасці з прынятай тэхналогіяй работ.

Пры агульнай кампануюцы вырашаюцца пытанні адноснага размяшчэння аграгатаў з улікам вагавых параметраў і габарытных памераў, патрабаванняў да размяшчэння органаў кіравання, мацавання вузлаў, аграгатаў і інш. Улічваюцца знешняя форма машыны і абсталявання, камфартабельнасць, агляднасць, а таксама увесь магчымы комплекс тэхніка-эксплуатацыйных уласцівасцей.

Кампануюка машын вызначаецца патрабаваннямі да іх канструкцыі. Значны ўплыў на яе аказвае прызначэнне машыны, яе тып,

грузопідйомність, задані габаритні параметри, розміщені рухавка, розміщення маси на воях і катках і г.д.

4.2. Ацнка способу транспортування драуіны

У якості критерію ацнки агальної схеми і способу транспортування драуіны варта використувати сумарний економічний ефект на виїках як вибору, так і експлуатації. Тут повинна влічуватися загальна базава машина, затрати на її переробку і виробництво технічного обслуговування. Аднак у процесі проектування особливої уваги повинна бути уділена техніко-експлуатаційним показникам машини. Принципові схеми різних лесотранспортних систем показані на рис.2.

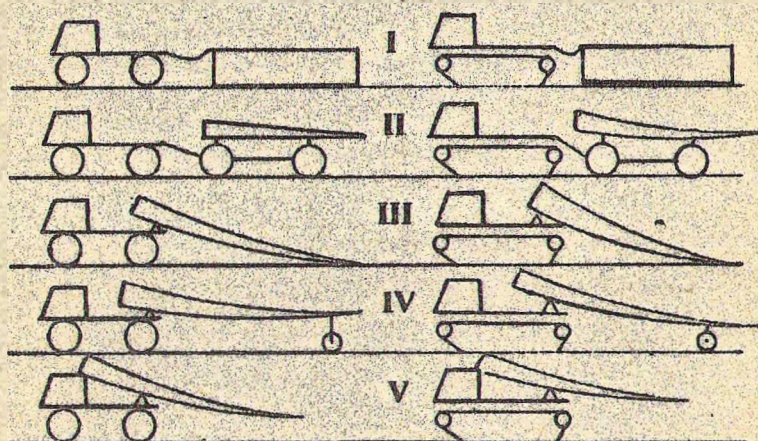


Рис.2. Схеми примянення способу транспортування драуі

Сила тяги P_k , що реалізується в умовах счиплення (без уліку супротивлення повітряного опору), виражається у вигляді урівняння

$$P_k = (G + kG) \varphi \cos \alpha \geq (G + kG) \sin \alpha + (G + kG) f_1 \cos \alpha + \frac{\epsilon \cdot G}{g} j + \frac{Q}{g} j + (Q - kG)(1 - m) \sin \alpha + (Q - kG)(1 + m) f_2 \cos \alpha + \frac{(Q - kG) m \delta}{g} j, \quad (1)$$

де G - вага тягача; φ - коефіцієнт счиплення; k - лік, який показує, яку частину від ваги тягача складає розміщена на ньому частка грузу; f_1 , f_2 - коефіцієнти супротивлення руху тягача і відповідно причепа або драуі, які контактують з поверхнем волаку; ϵ , δ - коефіцієнти, які

ўлічваюць уплыў вярчальных мас цягача і прычэпа; j - лінейнае паскарэнне транспартнай сістэмы; m - лік, што паказвае, якую долю ад прыпадаючага на яго грузу складае вага прычэпа; α - вугал пад'ёму шляху; Q - вага грузу.

У якасці распаўсюджанага паказчыка пры ацэнцы спосабу транспарціроўкі можа служыць атрыманая з ураўнення (1) па ўмове счаплення велічыня карыснай нагрузкі, што прыпадае на адзінку масы цягача: $Q_{\phi} = Q/G$.

Пры ўмове руху на пад'ём да 10^0 ($\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha \approx i$) і ўсталяваўшымся руху з ураўнення (1) маем:

$$Q_{\phi} = \frac{(1+k)(\varphi - \psi_1) + k(1+m)\psi_2}{(1+m)\psi_2},$$

дзе $\psi_1 = f_1 + i$; $\psi_2 = f_2 + i$.

Значэнні паказчыка Q_{ϕ} пры розных схемах транспарціроўкі дрэваў істотна адрозніваюцца. З табл.1 відаць, што пры транспартаванні дрэваў гусенічнай сістэмай найбольшае значэнне Q_{ϕ} мае месца пры выкарыстанні схемы III (рыс.2).

Табл. 1. Значэнні паказчыка Q_{ϕ} пры розных спосабах транспартавання (гусенічныя цягачы)

Схема	ψ_1	ψ_2	k	m	φ	Q_{ϕ}
I	0,2	0,7	-	-	0,5	0,43
II	0,2	0,2	-	0,2	0,5	1,25
III	0,2	0,6	0,5	-	0,5	1,25
IV	0,2	0,2	0,5	0,2	0,5	2,36
V	0,2	-	1,0	-	0,5	1,00

Схемы II і III раўнацэнныя ў разглядаемым выпадку, а найменшае значэнне Q_{ϕ} назіраецца пры перамяшчэнні пачкі волакам (схема I). Другім важным ацэнчым паказчыкам з'яўляецца ўдзельная нагрузка, аднесеная да адзінкі вагі (масы) цягача $Q_{\phi 0}$. Гэты паказчык характарызуе выкарыстанне магутнасці рухавіка. Чым вышэй яго значэнне, тым больш рацыянальнай з'яўляецца для абраных умоў транспартная сістэма.

Атрыманы з ураўнення цягавога балансу выраз пры руху, што ўстанаўліўся на пад'ём да 10^0 , мае выгляд

$$Q_{P_0} = \frac{D_G - (1+k)\psi_1 + k(1+m)\psi_2}{(1+m)\psi_2},$$

дзе $D_G = P_0/G$ - сіла цягі, аднесена да вагі цягача.

Адносіны Q_φ/Q_{P_0} характарызуюць ступень адпаведнасці якасцей машыны, што рэалізуюцца па счэпленні і па магутнасці рухавіка. Гэты каэфіцыент называецца каэфіцыентам выкарыстання вагі і абазначаецца K_0 . Формула для яго вызначэння па чацвёртай схеме транспартавання (рыс.2) мае выгляд

$$K_0 = \frac{D_G - (1+k)\psi_1 + k(1+m)\psi_2}{(1+k)(\varphi - \psi_1) + k(1+m)\psi_2}.$$

Для варыянтаў схем I-III і V формулы маюць больш просты выгляд:

$$\text{I і II варыянты: } K_0 = \frac{D_G - \psi_1}{\varphi - \psi_1};$$

$$\text{III варыянт: } K_0 = \frac{D_G - (1+k)\psi_1 + k\psi_2}{(1+k)(\varphi - \psi_1) + k\psi_2};$$

$$\text{V варыянт: } K_0 = \frac{D_G - \psi_1}{k\psi_1}.$$

Калі каэфіцыент $K_0 = 1$, то цягавыя якасці машыны па рухавіку адпавядаюць яго счэпным якасцям. Пры праектаванні варта імкнуцца да залежнасцей:

$$Q_{P_0} \geq Q_\varphi; D_G \approx 1,$$

таму што ў гэтым выпадку $K_0 \geq 1$, г.зн. поўнасьцю будзе выкарыстана счэпная вага машыны. Калі $K_0 < 1$, то $Q_{P_0} < Q_\varphi$, што паказвае на недастатковую сілу цягі D_G .

Для параўнання варыянтаў транспартных сістэм можна карыстацца таксама і велічыняй удзельнай магутнасці, якая затрачваецца на перамяшчэнне 1 т карыснага груза. У агульным выглядзе гэты паказчык вызначаецца па формуле

$$N_{e(\varphi)}^G = \frac{G(1+k)\varphi v}{Q \eta_n},$$

дзе v - скорасць руху транспартнай сістэмы; η_n - ККД сілавой перадачы.

Важным показчиком, што характарызуе спосаб транспартавання драўніны, з'яўляецца каэфіцыент счэпнай масы, які выражаецца адносінамі счэпнай масы да агульнай масы транспартнай сістэмы. Для транспартнай сістэмы, якая адпавядае схеме IV, выраз для каэфіцыента счэпнай масы мае выгляд

$$K_{\phi} = \frac{G(1+k)}{(1+km)G + (1+m)Q}$$

Яго лікавыя значэнні пры разглядаемых спосабах транспартавання змяняюцца ад 0,4 да 1,0. Значэнне $K_{\phi} = 1$ адпавядае схеме V.

Аналіз варыянтаў транспартных сістэм, якія прыведзены на рыс.2, паказвае, што ўдзельныя нагрузкі маюць найбольшае значэнне для схем II, III, IV. Транспартныя сістэмы з найбольшымі ўдзельнымі нагрузкамі па счэпленні пры $DQ = 1$ маюць $K_{\phi} > 1$.

Зараз на тралёўцы найбольшае распаўсюджанне мае схема III, а на вывазцы - IV. Транспарціроўка дрэваў па трэцім схеме можа здзяйсняцца ў паўпагружаным і ў паўпадвешаным стане. Загрузка машын пры паўпадвешаным і паўпагружаным спосабах тралёўкі змяняецца нязначна, і абодва спосабы ў гэтых адносінах амаль што раўнацэнныя. Схема IV характарызуецца высокім значэннем паказчыка Q_{ϕ} , аднак яна будзе эфектыўнай толькі пры вялікіх значэннях каэфіцыента счэплення (значэнне каэфіцыента счэпнай масы K_{ϕ} нізкае).

Пры прымяненні розных схем транспартавання прыняцова магчыма размяшчэнне хлыстоў камлямі ўперад або назад. Гэта будзе аказваць уплыў на значэнні каэфіцыентаў k , m і адбівацца на іншых паказчыках, якія характарызуюць спосаб транспартавання. Напрыклад, пры выкарыстанні на тралёўцы схемы III і пры вялікім каэфіцыенте счэплення можна атрымаць максімальныя ўдзельныя нагрузкі пры транспартаванні за вяршыню, што адпавядае перамяшчэнню да 70% грузу волакам. Калі значэнне ϕ малое, лепей траляваць за камель, тады волакам перамяшчаецца толькі 30% грузу і каэфіцыент счэпнай масы павышаецца.

З пункту гледжання разглядаемых паказчыкаў, перспектыўным будзе выкарыстанне транспартнай сістэмы па схеме V, калі каэфіцыент счэпнай масы найбольшы і адсутнічаюць затраты магутнасці на валачэнне драўніны па грунце. Значэнне каэфіцыента k вялікае, але абмяжоўваецца трываласцю хадавой сістэмы і апорнай здольнасцю грунту. Выкарыстанне дадзенай схемы тралёўкі можа абмяжоўвацца

такімі важними техніко-експлуатаційними показниками, як маневраність, устійливість і інші.

4.3. Визначення нагрузок на опори корпуса машини, аналіз кампануючі

У розділе передбачено визначення нагрузок на опори корпуса працюючої машини, їх оцінка і аналіз кампанованих параметрів з уліком умови захавання коефіцієнта небажаності нагрузок на передню і задню опори у допустимих межах.

Визначення нагрузок на опори корпуса виконується у відповідності з різними схемами, приведеними на рис. 3 і 4.

Гусенична система (рис. 3) має балансірну підвеску. Висхідна к підвесці балансірау приймається адиольова. Улічуючи, що передача крутного моменту виконується тільки праз виводну зорачку, реактивний крутний момент $M = T_k \cdot r_{zv}$, де T_k - дотична намагання на зорачку; r_{zv} - радіус зорачки.

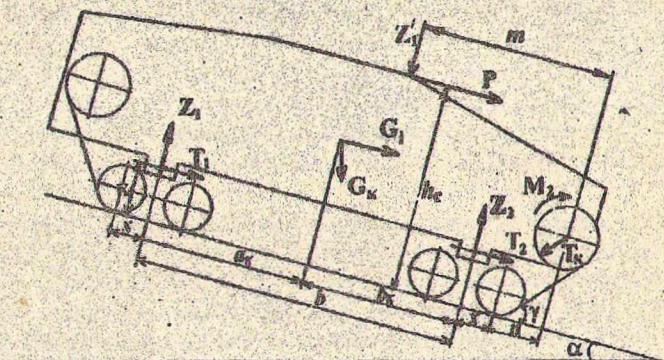


Рис. 3. Схема впливу сил на гусеничну систему

Корпус трактора знаходиться під впливом сил ваги корпусу G_k , інерційної сили G_{jk} , намагання ад транспортуемого грузу Z і P . Ад задавої системи передаються реакції:

- 1) нормальні до площини руху Z_1 і Z_2 ;
- 2) супротивлення переміщенню корпусу па гусеницях T_1 і T_2 , роунає:

$$T_1 = Z_1 f + q_1 k_1;$$

$$T_2 = Z_2 f + q_2 k_2 - T_k (1 - \cos \gamma_r),$$

дзе γ_n - вугал пад'ёму гусенічнага ланцуга; q_1 і q_2 - вага пярэдняй і задняй балансірных карэтак; k_1 і k_2 - каэфіцыенты, якія ўлічваюць затраты штурхаючых сіл на разгон мас, што верцяцца; f - каэфіцыент супраціўлення руху.

На корпус уздзеяннічае таксама рэактыўны круцячы момант M_B . У агульным выглядзе формулу для вызначэння рэакцыі ўстанаўліваюць наступным чынам:

$$Z_1 = \frac{\sum_b M_1 - M_B - T_k(b_k \sin \gamma_n - a_k \cos \gamma_n)}{1}$$

Карыстаючыся прыведзенымі формуламі, можна выбраць найбольш рацыянальныя параметры транспартных сістэм рознага віду з улікам знешніх сіл і правільнага размеркавання іх па восях. Схема ўздзеяння сіл на колавую сістэму "трохвосевы цягач + паўпрычэп" прыведзена на рыс.4.

Прымянімае да прыведзенай колавай сістэмы ўраўненне для вызначэння нармальнай рэакцыі Z_1 будзе мець выгляд

$$Z_1 = \frac{\sum_b M_1 - M_A - M_B - M_A \frac{a_1}{r_k} + q_1 k_1 a_1}{1},$$

дзе $\sum_b M_1$ - сума момантаў сіл першай групы адносна апоры b ; r_k - радыус кола; $a_1 = r - k$; q_1 - вага пярэдняй восі; k_1 - каэфіцыент, які ўлічвае затраты штурхаючых сіл на разгон мас, што верцяцца, паскарэнне паступальнага руху і пад'ём: $k_1 = f_1 \cos \alpha + \sin \alpha + \delta/g$; δ - каэфіцыент разгону мас, што верцяцца; M_A і M_B - рэактыўныя моманты на адпаведных апорах корпуса машын.

Сумарны ціск на грунт Z_1 пош і Z_2 пош павінен брацца з улікам вагі восей q_1 і q_2 . Нераўнамерны рух восей на грунт характарызуецца каэфіцыентам

$$K_{н по ш} = \frac{Z_{2 по ш}}{Z_{1 по ш}}$$

У практыцы прасектвання можна сустрэцца, акрамя колавых і гусенічных, з паўгусенічнымі сістэмамі. Для іх таксама можа прымяняцца разгледжаная метадыка і прыведзеныя агульныя формулы. Геаметрычныя параметры транспартных сістэм, што ўваходзяць у розныя формулы для машын розных тыпаў, змяняюцца ў некаторых межах, якія прыведзены ў табл.2.

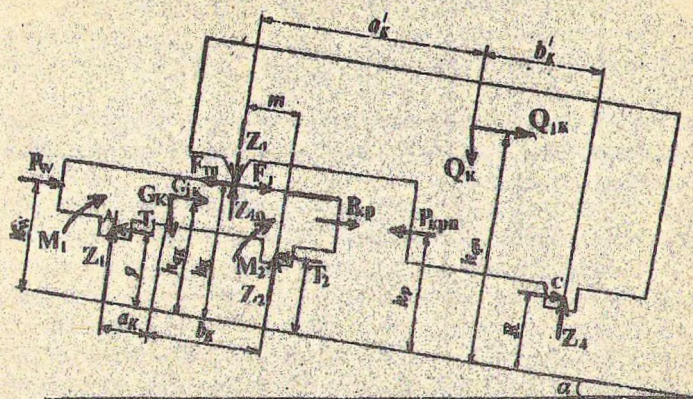


Рис.4. Схема ўздзеяння сіл на колавую сістэму

Табл. 2. Геаметрычныя параметры колавых і гусенічных машын, м

Параметры	Колавыя машыны		Гусенічныя машыны
	двухвосевыя	трохвосевыя	
Вышыня цэнтра вагі машыны	0,70...0,90	0,85...0,95	0,80...1,00
Адлегласць ад цэнтра вагі машыны да перадняй восі	1,80...2,20	2,50...2,60	-
Адлегласць ад цэнтра вагі машыны да задняй восі	2,20...2,40	1,70...1,90	1,00...1,20
База машыны	3,00...4,50	4,20...4,50	-
Адлегласць ад коніка да задняй восі	0,20...0,50	0,10...0,20	0,50...0,70
Вышыня цэнтра вагі грузу	1,20...1,60	1,20...1,40	1,00...1,80
Адлегласць ад крука да задняй восі	1,10...1,50	1,50...1,70	1,40...1,60
Каляіна машыны	1,40...1,90	1,60...2,10	1,50...1,90
База балансірных цялежак	-	1,20...1,50	-
Апорнаў даўжыня гусеніцы	-	-	2,10...2,80
Шырыня гусеніцы	-	-	0,35...0,58

5. ВИЗНАЧЭННЕ НАГРУЗАК ПРЫ ВЫКАНАННІ РАБОЧЫХ АПЕРАЦЫЙ

5.1. Агульныя заўвагі

Да ліку рабочых аперацый лесанарыхтоўчага працэсу пры розных тыпах тэхналогій у асноўным адносяцца: валка дрэваў, абразанне сукоў, распілоўка, фарміраванне пачак, транспартныя аперацыі. Пры абгрунтаванні параметраў тэхналагічнага абсталявання і базавага шасі неабходна ў першую чаргу ацаніць нагрузачныя рэжымы, вызначыць намаганне, якое ўзнікае пры ўзаемадзеянні рабочых органаў адпаведнага тэхналагічнага абсталявання і прадмета працы, а пры транспартных аперацыях - хадавых органаў з паверхняй руху. Што датычыцца апошняга, то дадзеныя пытанні маюць цеснае дачыненне да задач вызначэння нагрузак на апоры корпуса машын і ацэнкі плаўнасці ходу. Таму пры разглядзе транспартных аперацый пакуль што абмяжумся выкладаннем метадыкі вызначэння намаганняў узаемадзеяння дрэва і машын пры тралёўцы ў паўпагружаным і паўпадвешаным становішчы. Дадзеная метадыка можа прымяняцца ў любых выпадках восевага перамяшчэння дрэва пры фарміраванні пачак дрэваў і хлыстоў маніпулятараў, пры падачы іх для абразання сукоў і распілоўкі. Тут таксама вылучаны пытанні вызначэння намаганняў пры валцы дрэваў.

5.2. Вызначэнне намаганняў пры восевым перамяшчэнні дрэваў

Сістэмы, паказаныя на рыс.5, знаходзяцца пад уздзеяннем наступных сіл: вага стрыжня G і інерцыйная сіла G_j , рэакцыі з боку дарогі R і F і рэакцыі з боку машыны.

Задача ў першым выпадку заключаецца ў вызначэнні рэакцыі ад транспартнай сістэмы - нармальнай P і рэакцыі S , якая складаецца з намаганняў у цягавым тросе N і сілы трэння F_1 , што ўзнікае паміж драўнінай і транспартнай сістэмай.

З умовы раўнавагі ўсіх сіл, прыкладзеных да стрыжня, пасля адпаведных пераўтварэнняў шукаемыя намаганні будуць:

$$P = \frac{G}{n} [\cos(\alpha + \beta) - \frac{j}{g} \sin \beta];$$

$$S = \frac{G}{f_2 \sin \beta + \cos \beta} \left\{ f_2 \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{j}{g} + \frac{1}{n} [\cos(\alpha + \beta) - \frac{j}{g} \sin \beta] (\sin \beta + f_2 \cos \beta) \right\}. \quad (2)$$

дзе α - вугал пад'ёму шляху; β - вугал паміж стрыжнем і дарогай; $1/n$ - лік, што паказвае, якая частка грузу размяшчаецца на транспартнай сістэме; j - паскарэнне паступальнага руху транспартнай сістэмы; f_2 - каэфіцыент трэння коўзання дрэва аб грунт.

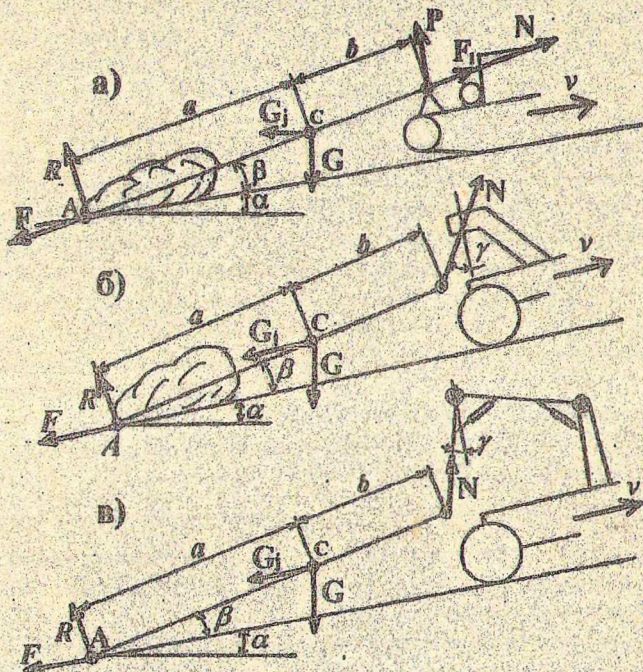


Рис. 5. Схема ўздзеяння сіл на дрэва: а - паўпагружанае становішча; б, в - паўпадвешанае становішча (б - тралёўка, в - восевае перамяшчэнне з маніпулятарам)

Для транспартнай сістэмы, што паказана на рис. 5 б і в, задача зводзіцца да вызначэння намагання ў цягавым тросе N і вугла нахілу троса да нармаль ад шляху - γ . Рашаючы задачу тым жа метадам, што і ў першым выпадку, атрымаем:

$$N = \frac{G(f_2 \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{j}{g})}{\sin \gamma + f_2 \cos \gamma};$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{h(f_2 \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{j}{g}) - f_2(\cos \alpha - \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{j}{g} \operatorname{tg} \beta)}{\cos \alpha - \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{j}{g} \operatorname{tg} \beta + n(f_2 \cos \alpha + \sin \alpha - \frac{j}{g}) \operatorname{tg} \beta}$$

Пры раўнамерным руху па гарызантальнай паверхні выразы значна спрашчаюцца. Пры руху на пад'ёмах, калі $\alpha < 10^\circ$, $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha \approx i$, дзе i - вугал нахілу ў тысячных долях. У гэтым выпадку $\cos \alpha$ можна прыбліжана лічыць роўным 1.

Кэфіцыент трэння коўзання дрэва аб грунт змяняецца ў шырокіх межах у залежнасці ад якасці дарогі або волаку. Для хлыстоў або дрэваў, тралюемых трактарам па волаку:

зімой $f_2 = 0,300 \dots 0,450$;

летам $f_2 = 0,400 \dots 0,800$.

Вага часткі нагрузкі, размешчанай на цягачы, складае:

пры транспартаванні дрэваў $(0,2 \dots 0,4)G$;

пры транспартаванні хлыстоў $(0,3 \dots 0,5)G$.

Звычайна пры разліках прымаюць, што пры тралёўцы хлыстоў камлямі ўперад $2/3 G$ прыпадае на машыну і $1/3 G$ коўзаецца па грунце.

Для прыкладу разлічым рэакцыі S і N пры тралёўцы пакета хлыстоў па першай схеме.

Дадзена:

спосаб перамяшчэння драўніны - у паўпагрузаным становішчы;

нагрузка на рэйс - $G = 30$ кН;

вугал нахілу дрэваў - $\beta = 15^\circ$;

прыведзены кэфіцыент супраціўлення руху коўзкай часткі грунту $f_2 = 0,6$;

спосаб тралёўкі - дрэвы за камель.

Прымаем, што $\alpha = 0$ і рух раўнамерны, тады ў адпаведнасці з формуламі (2) маем:

$$P = \frac{30 \cdot 2}{3} \cdot 0,966 = 19,3 \text{ кН};$$

$$S = \frac{30}{0,6 \cdot 0,269 + 0,966} \left(0,6 + \frac{2}{3} \cdot 0,966 \cdot (0,269 + 0,6 \cdot 0,966) \right) = 30,5 \text{ кН}$$

Пры разглядзе схем, паказаных на рис.5, меркавалася, што стрыжань будзе пругкім. Аднак варга мець на ўвазе, што пры транспартаванні выгнутага стрыжня вугал нахілу яго ў пункце Б будзе меншым, чым у пункце А, што патрабуе ўдакладнення вынікаў. Звы-

чайна пры пад'ёме аднаго канца доўгіх ствалоў назіраецца іх значнае прагінаванне.

Пры раўнамерным перамяшчэнні па гарызантальнай паверхні гібкага хлыста за вяршыню нармальная рэакцыя P транспартнай сістэмы можа быць вызначана з выразу

$$P = \frac{\pi \gamma_0 d^2 d_n}{48} \cdot \left[\frac{(1+k')^2}{(k')^2} + 2 \right] + \frac{T_h}{d}, \quad (3)$$

дзе γ_0 - удзельная вага драўніны; d_n - дыяметр хлыста ў верхнім тарцы; d - адлегласць ад пункта прыкладання сілы P да месца сутыкнення хлыста з зямлёй; h - вышыня пункта прыкладання сілы P ; T - цягавое намаганне.

Велічыня k' , што ўваходзіць у формулу (3), роўная

$$k' = \frac{1}{m\alpha + 1},$$

дзе $m = t/d$; t - збег ствала.

У практычных разліках могуць быць зроблены наступныя рэкамендацыі для вызначэння нагурузак на машыну пры транспартаванні хлыстоў:

- каэфіцыент дынамічнасці пры перамяшчэнні хлыстоў аб'ёмам 0,2...1,0 м вяршынямі ўперад змяняецца ад 1,1 да 1,2;
- каэфіцыент дынамічнасці пры тых жа ўмовах, але пры транспартаванні камлямі ўперад вагаецца ў межах 1,1;
- нагурузка на машыну пры транспартаванні вяршынямі ўперад - у межах 22...39 % , а камлямі ўперад - 63...72 % , г.зн. у сярэднім 2/3 вагі хлыстоў.

Пры фарміраванні пакета і размяшчэнні камлёў у адзін бок становішча грузавай лініі з'яўляецца пераменным па даўжыні. Характар выгіну і размеркавання нагрук на зямлю і машыну і г.д. у гэтым выпадку адрозніваецца ад характару выгіну і нагурузак, якія ўзнікаюць пры перамяшчэнні адзіночнага хлыста.

5.3. Вызначэнне намаганняў пры валцы дрэваў

На характар валкі дрэваў уплываюць уласная вага ствала з кронай, натуральны нахіл ствала і асіметрычнасць кроны, а таксама атмасферныя з'явы: вецер, дождж і інш., што неабходна ўлічваць пры праектаванні параметраў валачных сродкаў.

Вага надземнай часткі дрэва G_d залежыць ад аб'ёму ствала і сукоў і іх шчыльнасці:

$$G_d = V_{\sigma} \cdot \gamma_{\sigma} + V_o \cdot \gamma_o,$$

дзе V_{σ} - аб'ём ствала; V_o - аб'ём сукоў; $\gamma_{\sigma}, \gamma_o$ - шчыльнасць драўніны ствала і сукоў.

Шчыльнасць драўніны ствала і сукоў для розных парод дрэваў будзе рознай (гл. табл.3).

Табл. 3. Шчыльнасць драўніны ствала і сукоў, $\kappa\text{H}/\text{м}^3$

Парада дрэва	γ_{σ}	γ_o
Сасна	8,63	8,69
Елка	7,94	9,26
Бяроза	8,78	9,86
Асіна	7,62	9,23

Дыяметр дрэва на вышыні грудзей вызначаецца адносінамі

$$d_{1,2} = d_n / q_o,$$

дзе $d_{1,2}$ - дыяметр дрэва на вышыні грудзей; d_n - дыяметр пня; q_o - каэфіцыент формы камяля дрэва.

Значэнні каэфіцыента q_o для дрэваў разнастайных парод наступныя: елка, лістоўніца, дуб - 1,4; сасна, кедр, піхта, бук - 1,25; бяроза, асіна, ліпа, вольха - 1,1.

Устаноўлена, што да ўзросту спеласці дрэвы ўсіх парод маюць натуральны нахіл β_o ствала ў межах ад 1° да 4° . Гэта неабходна ўлічваць пры праектаванні валачных сродкаў, пры вызначэнні напрамку павалу дрэва, пры разліку сячэння перамячак.

Плошча папярочнага сячэння кроны дрэва вызначаецца па формуле

$$S_k = A_k \cdot D_k \cdot L_k,$$

дзе A_k - каэфіцыент формы кроны; D_k - найбольшы дыяметр кроны; L_k - працягласць кроны па вышыні.

Каэфіцыент A_k для кроны рознай формы будзе неаднолькавым: для конусападобнай - 1/2, парабалічнай - 2/3.

Ціск ветру на крону вызначаецца па формуле

$$P_w = \frac{c_k \cdot \rho \cdot v_o^2 \cdot \beta_x}{2} \cdot S_k, \quad (4)$$

дзе c_k - коефіцієнт лабавого супраціўлення ($c_k = 1,1 \dots 1,2$); ρ - шчыльнасць паветра; v_w - скорасць ветра; β_k - коефіцієнт запаўнення кроны ($\beta_k = 0,5 \dots 0,75$).

Момант перакульвання вызначаецца ўраўненнем

$$M_o = P_w \cdot L_{пк},$$

дзе $L_{пк}$ - адлегласць ад разліковага сячэння да цэнтра цяжару кроны.

Дыяметр кроны і яе працягласць можна вызначыць па эмпірычных залежнасцях. Для спелых хваёвых пасадак гэтыя залежнасці наступныя:

$$d_{1,2} = 0,0559 \cdot D_k + 0,0824; L_k = 1,82 \cdot D_k + 0,0523.$$

Пры праясаванні валачных прыстасаванілў неабходна ўлічваць намаганні, што будуць узнікаць у іх элементах. Гэтыя намаганні вызначаюцца момантам перакульвання, які роўны

$$M_{пер} = M_d + M_b + M_n, \quad (5)$$

дзе M_d - момант ад вагі надземнай часткі дрэва; M_b - момант, выкліканы ветравой нагрузкай; M_n - момант, выкліканы супраціўленнем недапілу ствала.

Пры адмоўнай правай частцы ўраўнення дадатковых намаганняў на спіхванне не спатрэбіцца.

Момант, што выклікаецца ветравой нагрузкай, значэнне якой уваходзіць у выраз (5), можа быць вызначаны з дапамогай формулы (4).

Значэнне моманту M_d будзе наступным:

$$M_d = \pm \frac{G_d}{2 \cos \beta_o} [h_o \sin 2\beta_o + 2h \cdot \sin \beta_o \pm (d_n - c \cdot \cos \beta_o - 2b \cdot \cos \beta_o)], \quad (6)$$

дзе h_o - адлегласць ад плоскасці спільвання да цэнтра цяжару надземнай часткі дрэва, якая прымаецца $0,35L$; h - вышыня плоскасці спільвання ў адносінах да ніжняй плоскасці падпілу; d_n - дыяметр ствала на вышыні пня; c - сярэдняя шырыня недапілу; b - глыбіня падпілу.

Параметры прапілу і падпілу паказаны на рыс.6.

Ураўненне (6) адпавядае працэсу спільвання дрэваў з раўнамернай развітой кронай і сапраўдна толькі для пачатковага перыяду падзення. Уплыў эксцэнтрычнасці кроны дасканала разглядаецца ў разбоце [1]. Пры саштурхоўванні дрэва ў пачатковы перыяд неабходна прышласці момант M_d для пераадолення сіл супраціўлення недапілу.

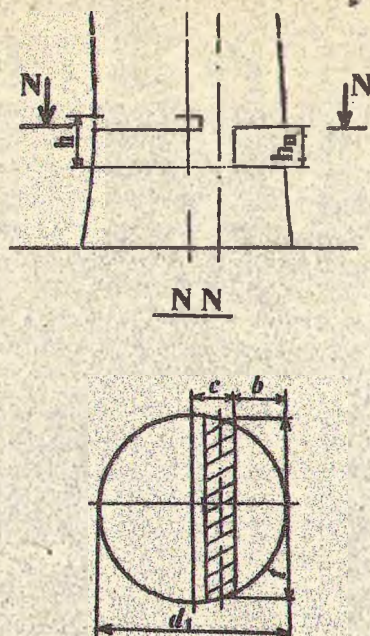


Рис.6. Параметры прапілу і падпілу

Для прамавугольнага падпілу, а таксама (з нязначным дапушчэннем) і для падпілу вуглавой формы

$$M_{\text{п}} = \frac{E \cdot c^3 \cdot \sqrt{\frac{d_{\text{п}}}{\cos \beta} \left(b + \frac{c}{2} \right) - \left(b + \frac{c}{2} \right)^2}}{3 \cdot (h + h_{\text{п}})} \cdot \gamma_{\text{п}} \quad (7)$$

дзе $h_{\text{п}}$ - вышыня падпілу; $\gamma_{\text{п}}$ - вугал павароту на канцы бэлькі ў радыянах; E - модуль пругкасці пры статычным выгіне драўніны ўздоўж валокнаў.

Формула (7) будзе прымянямай як для дрэваў з прамалінейнымі стваламі ($\beta_0 = 0$), так і для нахіленых ($\beta_0 \neq 0$) пры вуглах не больш $10 \dots 15^\circ$. Значэнні модуля E для некаторых парод дрэваў пры тэмпературы 15°C прыведзены ў табл. 4.

З усіх відаў атмасферных ападкаў найбольшы ўплыў на працэс валкі аказвае снег. Таму пры валцы дрэваў, асабліва хвойных парод, неабходна ўлічваць вагу снегу, што ляжыць на кроні. У гэтым выпад-

ку ў правую частку ўраўнення (5) дадасца член $M_{\text{ст}}$ - момант ад ціску снегу на крону дрэваў.

Табл. 4. Сярэднія значэнні модуля пругкасці пры статычным выгіне драўніны ўздоўж валокнаў

Парада	Модуль пругкасці, МПа
Бяроза звычайная	11000
Бук	9200
Дуб	7100
Елка	6300
Лістоўніца	11000
Асіна	7900
Піхта сібірская	5700
Сасна звычайная	8900

Момант ад ціску снегу ў пачатку падзення будзе роўны

$$M_{\text{ст}} = \pi \cdot D_k^2 \cdot q_{\text{ст}} \cdot l_m / 8, \quad (8)$$

дзе $q_{\text{ст}}$ - ціск снегу (у ельніках $q_{\text{ст}} = 250 \dots 300$ Па); l_m - плячо моманту.

Формула (8) сапраўдна для дрэваў, што не маюць эксцэнтрычнай кроны, для ўліку якой у яе ўносяцца адпаведныя папраўкі.

Карыстаючыся выкладзеным у параграфе матэрыялам, вызначым момант $M_{\text{ст}}$ для дрэва (сасна) вышынёй $L = 21$ м і дыяметрам на вышыні пня $d_n = 0,25$ м. Аб'ём ствала $V_{\text{ст}}$ для дадзенага дрэва складае $0,5$ м³. Аб'ём сукоў прымаем роўным 15% аб'ёму ствала, г.зн. $V_c = 0,075$ м³.

Выбраўшы з табл.3 адпаведныя значэнні $\gamma_{\text{ст}}$ і γ_c , вылічваем вагу надземнай часткі дрэва G_d :

$$G_d = 0,5 \cdot 8,63 + 0,075 \cdot 8,69 = 4,9 \text{ кН}.$$

Працягласць кроны l_k прымаем 1/4 вышыні дрэва, г.зн.

$$l_k = 21 / 4 = 5,25 \text{ м}.$$

Разлічаны па прыведзенай вышэй эмпірычнай формуле дыяметр D_k роўны

$$D_k = \frac{5,25 - 0,0523}{1,82} = 2,85 \text{ м}.$$

Знаходзім S_k :

$$S_k = (2 \cdot 2,85 \cdot 5,25) / 3 = 10 \text{ м}^2.$$

Пры скорасці ветру 10 м/с ціск ветру на крону будзе

$$P_w = \frac{1,1 \cdot 0,124 \cdot 25^2 \cdot 0,5}{2} \cdot 10 = 0,213 \text{ кН}.$$

Пры вышыні $L_{\text{пк}} = 13,5$ м велічыня моманту M_b складзе

$$M_b = 0,213 \cdot 13,5 = 2,88 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Пры натуральным вугле нахілу ствала 4° ($c = 0,02$ м; $b = 0,08$ м; $h = 0,05$ м) момант ад вагі надземнай часткі дрэва складзе

$$M_d = \frac{4,9}{2 \cdot 0,998} [7,35 \cdot 0,139 + 2 \cdot 0,05 \cdot 0,07 + (0,25 - 0,02 \cdot 0,998 - 2 \cdot 0,08 \cdot 0,998)] = 2,67 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Па формуле (7) вызначым момант M_n , выкліканы супраціўленнем недапілу ствала:

$$M_n = \frac{8,9 \cdot 10^6 \cdot 0,02^2 \sqrt{\frac{0,25 \left(0,08 + \frac{0,02}{2}\right) - \left(0,08 + \frac{0,02}{2}\right)^2}{0,998}}}{3 \cdot (0,05 + 0,07)} \cdot 0,123 = 2,92 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Поўны момант $M_{\text{пер}}$, у адпаведнасці з ураўненнем (5), роўны

$$M_{\text{пер}} = 2,67 + 2,88 + 2,92 = 8,47 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Пры разліках, звязаных з павалам дрэва, неабходна ведаць момант яго інерцыі адносна вярчэння і вышыню размяшчэння цэнтры цяжару. Для спрашчэння дрэва ў першым прыбліжэнні разглядаюць як усечаны конус з адпаведнымі каэфіцыентам формы і відавым лікам.

Каэфіцыентам формы называюцца адносіны дыяметра дрэва на палове яго вышыні да дыяметра на вышыні грудзей.

Відавы лік - гэта адносіны аб'ёму ствала да аб'ёму цыліндра той жа вышыні і дыяметра, роўнага дыяметру ствала на вышыні грудзей.

Дрэвы, якія ўяўляюць каштоўнасць для прамысловасці, можна лічыць эквівалентнымі ўсечанаму конусу з каэфіцыентам формы $q_f = 0,67$ і відавым лікам $f_v = 0,5$. Для зазначаных дрэваў, г.зн. для ўсечанага конуса з каэфіцыентам q_f , роўным 0,67, і відавым лікам $= 0,5$, цэнтр цяжару знаходзіцца на адлегласці 0,35 яго вышыні, калі лічыць ад асновы.

Для вызначэння моманту інерцыі дрэва адносна восі I-I, што праходзіць праз плоскасць асновы, можна карыстацца аналітычнай формулай

$$J_1 = \frac{M}{10(R^2 + R \cdot r + r^2)} \left[(R^2 + 3 \cdot R \cdot r + 6 \cdot r^2) L^2 + \right. \\ \left. + \frac{3}{2} (R^4 + R^3 \cdot r + R^2 \cdot r^2 + R^2 \cdot r^4) \right]$$

де M - маса дерева; R - радіус основи конуса; r - радіус вершини конуса; L - довжина конуса.

При $q_0 = 0,67$ і $f_0 = 0,5$ суадносини паміж R і r для дерева, што мають вершину 15...30 м, наступныя:

$$r = (0,25 \dots 0,30) \cdot R.$$

При разліках моманту інерцыі можна карыстацца спрощанай формулай:

$$J_1 = (40 \dots 150) \cdot M.$$

5.4. Вызначэнне імпульсаў ударных сіл пры падзенні дрэваў

На рыс. 7 прыведзена схема падзення дрэва на апоры А і Б.

Задача зводзіцца да разгляду няпругкага ўдару цвёрдага цела (дрэва) аб нерухомаю апору, г.зн. без уліку ўплыву супраціўлення кроны і пругкай дэфармацыі дрэва.

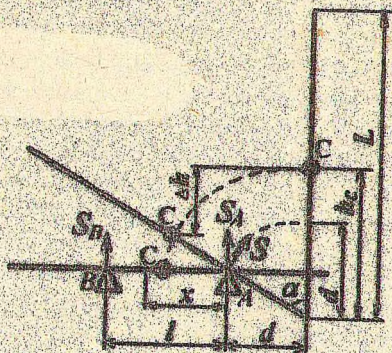


Рис. 7. Схема падзення дрэва на дзве апоры

У перыяд падзення дрэва даўжынёй L паварочваецца вакол пункта O , гэта значыць каля тарцовага зрэзу, да сустрэчы з пунктам A і з прыёмнай базай машыны. Затым вярчэнне дрэва адбываецца вакол пункта A да сустрэчы з другой апорай B .

Велічыня вуглавых скарасцей да ўдару ω_1 і пасля ўдару ω_2 вызначаецца па формулай:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot M \cdot h_0 \cdot g \cdot (1 - \cos \alpha)}{J_0 + M \cdot h_0^2}};$$

$$\omega_2 = \frac{J_0 + M \cdot h_0 \cdot (h_0 - a)}{J_0 + M \cdot (h_0 - a)^2} \omega_1,$$

дзе a - адлегласць ад апоры A да камп'ёвага зрэзу дрэва; J_0 - цэнтральны момант інерцыі; h_0 - вышыня цэнтра цяжару дрэва.

Імпульс ударнай сілы роўны

$$S = \frac{J_0 \cdot M \cdot a}{J_0 + M \cdot (h_0 - a)^2} \omega_1.$$

Вуглавая скорасць ω_2 дрэва перад ударам на апоры B вызначаецца з умовы змянення кінетычнай энергіі ў другі перыяд павалу. Выраз для ω_2 мае выгляд

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_1^2 + \frac{2 \cdot G_n \cdot (h_0 - a) \cdot \cos \alpha}{J_n}},$$

дзе J_n - момант інерцыі адносна восі, што праходзіць праз апору A .

Лінейная скорасць цэнтра цяжару дрэва перад ударам на апоры B падлічваецца па формуле

$$v_2 = \omega_2 (h_0 - a).$$

Імпульсы S_a і S_b будуць роўныя

$$S_a = M \cdot v_2 (1 - x);$$

$$S_b = M \cdot v_2 \cdot x / l, \quad (9)$$

дзе x - месцазнаходжанне цэнтра ўдару:

$$x = \frac{J_n}{M(h_0 - a)}.$$

Формулы (9) будуць справядлівымі для выпадку, калі цэнтр удару знаходзіцца паміж апорамі A і B . Пры гэтым $S_a > 0$ і адрыву дрэва ад апоры A не адбываецца. Размяшчэнне цэнтра ўдару за апорай B прадугледжвае больш неспрыяльныя ўмовы. Намаганне на апоры B павялічыцца.

Пры ўдары аб апоры месцам адпаведным размяшчэнню цэнтра ўдару, імпульсныя нагрузкі ўзрастаюць. Для дрэваў з разглядаемымі параметрамі цэнтр удару будзе знаходзіцца прыкладна ў месцы зна-

ходження крони. Таму при інженерних розліках машин з самапа-
грузкай дрэваў павалам на сябе і пры ўдары кронай аб зямлю можна
лічыць, што прыёмная бэлька машыны ў асноўным адчувае нагрузку
ад першага ўдару, таму што ўдарныя намаганні значна паглынаюцца
кронай. Нагрузкі на апору ў гэтым выпадку можна лічыць статыч-
нымі з 6...8 - кратным павелічэннем на дынамічасць.

Працягласць удару вызначаецца эксперыментальна і можа быць
прынята за 0,015...0,03 с. Значныя ўдарныя намаганні могуць быць
зніжаны на 30...40% шляхам увядзення ў канструкцыю апоры пругкіх
элементаў з адпаведнымі параметрамі.

На рыс.8 прыведзена схема ваганняў машыны, якія вы-
клікаюцца імпульсам S пры першым ударе дрэва.

Для гэтай сістэмы, якая мае дзве ступені свабоды, пры ўмове d_1
 $c_1 = d_2 c_2$ выразы для сіл, што дзейнічаюць на элементы падвескі, бу-
дуць наступнымі:

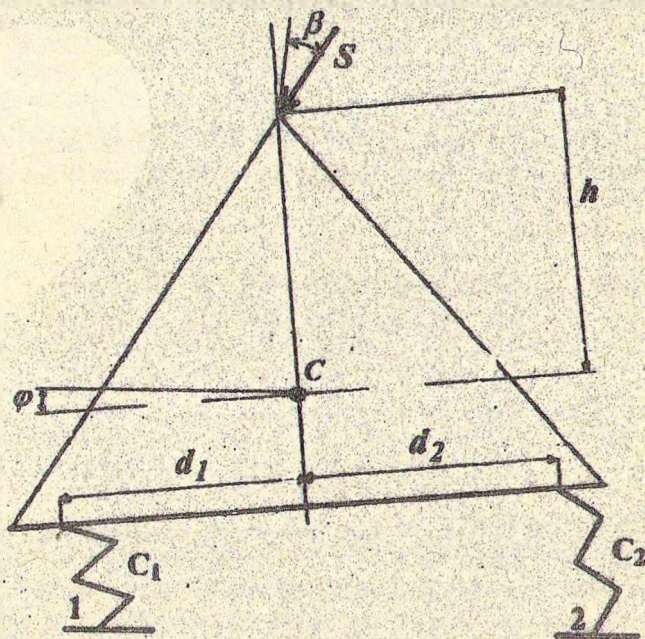


Рис.8. Схема ваганняў машыны з пругкай падвескай

$$F_1 = c_1 S \left(\frac{\cos \beta}{m_1 k} \sin kt + \frac{d_1 h \sin \beta}{J_1 \cdot p} \sin pt \right);$$

$$F_2 = c_2 S \left(\frac{\cos \beta}{m_1 k} \sin kt - \frac{d_2 h \sin \beta}{J_1 \cdot p} \sin pt \right).$$

дзе k і p - частоты ўласных вертыкальных і падоўжна-вуглавых ваганняў падрысоранай масы m_1 машыны, прычым $k^2 = c/m$; $p^2 = c = d^2/J_1$. Размернасць велічынь k і p - $1/c$.

Значэнне часу t_1 , пры якім значэнні F_1 і F_2 дасягнуць максімуму, будзе $t = \pi/2 + \pi/2k (2n + 1)$, пры $n = 0; 1; 2; \dots$

З прыведзенага вышэй відаць, што пры мяккай падвесцы найбліжэйшая максімальная нагрузка на яе праяўляецца значна пазней самога удару - прыблізна праз $1/4$, г.зн. праз чвэрць перыяду ўласных намаганняў машыны. Пры ўдары дрэва аб прычэп $\beta = 0$, г.зн. імпульс ударнай сілы накіраваны перпендыкулярна да яго прыёмнага ўстройства.

Канструкцыю прычэпа мэтазгодна выканаць такой, каб яго конік размяшчаўся або пад воссю кола, калі прычэп аднавосевы, або пасярэдзіне паміж восямі, калі прычэп двухвосевы. У гэтым выпадку маюць месца толькі вертыкальныя ваганні масы m_1 , і выраз для вызначэння сіл у падвесцы прымае выгляд

$$F_n = \frac{c \cdot S_6}{m_2 k} \sin kt, \quad (10)$$

дзе c - сумарная жорсткасць падвескі прычэпа; k - частата ўласных ваганняў падрысоранай часткі прычэпа.

Знойдзем сілу F_n для двухвосевага прычэпа ў выпадку сіметрычнага размяшчэння прыёмнай бэлькі.

Дадзена: $m_2 = 2000$ кг; $S_6 = 3240$ м/с; $c = 400$ кН/м.

1) вызначаем частату k вертыкальных ваганняў прычэпа:

$$k = \sqrt{\frac{400}{2}} = 14,1 \text{ } 1/c;$$

2) знаходзім значэнне t , якое адпавядае максімальнаму значэнню F_n :

$$t = \frac{0,03}{2} + \frac{3,14}{2 \cdot 14,1} = 0,126;$$

3) па формуле (10) вызначаем сілу:

$$F_n = (400 \cdot 3240 / 2000 \cdot 14,1) \cdot 0,978 = 45 \text{ кН.}$$

5.5. Ацэнка дынамічнага ўзаемадзеяння ў сістэме "тэхналагічнае абсталяванне - прадмет працы"

З улікам дынамічнага ўзаемадзеяння тэхналагічнага абсталявання і прадмета працы намаганні, вызначаныя пры восевым перамяшчэнні дрэваў па методыцы, якая выкладзена ў параграфе 5.2, патрабуюць карэктроўкі ў адпаведнасці з рознікавымі схемамі, прыведзенымі на рыс. 9. Методыка розліку дынамічных намаганняў пры восевым перамяшчэнні дрэваў пры традзіцы, а таксама пры пагрузцы маніпулятарам прыведзена ў [2, 3, 4].

Разгледзім як прыклад методыку ацэнкі дынамікі пад'ёму і апускання жыстоў пры пагрузачна-разгрузачных аперацыях з дапамогай кранавай устаноўкі.

Маса тэ элементаў прывода (рыс.10) прыводзіцца да канца стралы пагрузачнага ўстройства і злучаецца з ёй умоўнай пружынай, якая мае жорсткасць c_1 (дэфармацыю стралы не бярэм у разлік). Маса пачы размеркавана на тры дыскрэтныя масы. Умоўна лічым, што цэнтральная дыскрэтная маса M_3 падвешана да масы M_1 , якая ўключае дзве іншыя дыскрэтныя масы пры дапамозе гібкага элемента, які мае паказчыкі пругкасці і дэмпіравання c_k і k_k . Характарыстыкі пругкіх элементаў лінейныя.

Рух руху адбываецца пад уздзеяннем паскаральнай сілы $F(t)$, якая мяняецца ў часе і дзейнічае толькі ў працэсе ўсталявання руху. Пры гэце пачы Q поўная паскаральная сіла складае $Q + F(t)$.

Намаганне, якое ўспрымаецца пругкім зв'язом, рознічваецца па залежнасці

$$F_B = \frac{P \cdot M_3}{M + M_3} (1 - e^{-h t} \cos \beta t) + Q, \quad (11)$$

дзе P - лічавая пастаянная сіла: $P = F(t) \approx \text{const}$; h і β - каэфіцыенты, якія характарызуюць затуханне ваганняў у сістэме; t - час працякання працэсу;

$$2h = \frac{c_1}{c_1 + c_k} \cdot \frac{h_k}{M_3}; \quad \beta = \sqrt{\omega^2 - h^2}; \quad \omega^2 = \frac{M + M_3}{M \cdot M_3} \cdot c_{\text{сп}};$$

$$c_{\text{сп}} = \frac{c_1 c_k}{c_1 + c_k}.$$

Выкарыстоўваючы формулу (11), можна ацаніць характар змянення намагання F_B і вызначыць максімальнае яго значэнне: каэфіцыент дынамічнасці $K_B = F_B / Q$.

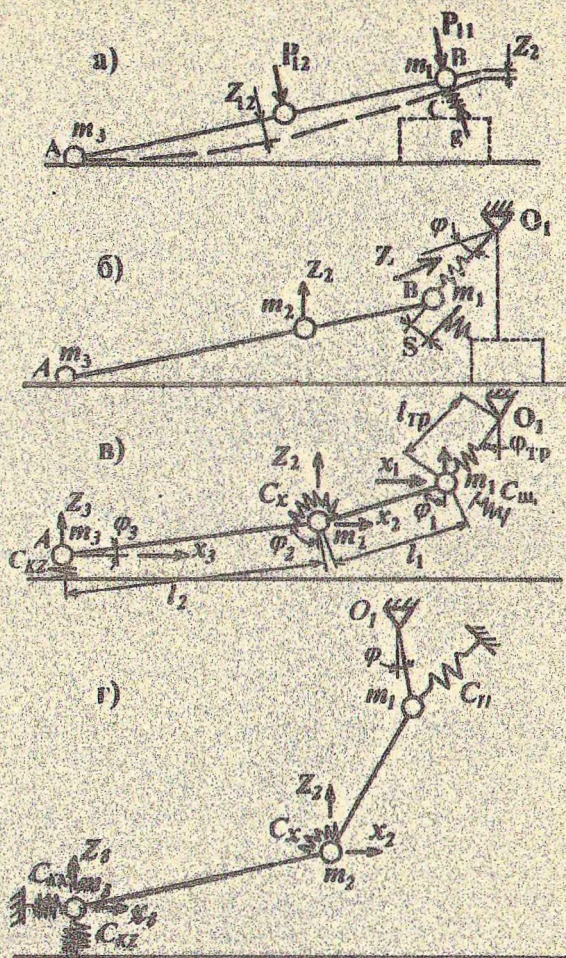


Рис. 9. Разрізкові схеми для аналізу динаміки при вогосевым переміщенні дровау: а - паўпагружаное становішча; б-г - паўпадвешанае становішча

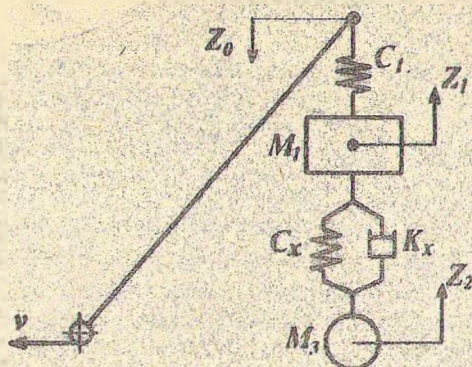


Рис. 10. Разліковая схема для вызначэння дынамічных намаганняў, што ўзнікаюць пры пад'ёме - апусканні хлыстоў

Пры абгрунтаванні любых разліковых выпадкаў напружэння валачных і валачна-пакетавальных устравістаў, маніпуляраў, зажимных конікаў, транспартных сістэм перш за ўсё вызначаюцца статычныя сілы, а затым выконваецца іх карэкціроўка з улікам дынамікі. Пры гэтым перш за ўсё павінна рашацца дынамічная задача, аналагічная разгледжанай. Калі такая задача не вырашана, то абавязкова ўводзіцца каэфіцыент дынамічнасці, значэнне якога павінна абгрунтоўвацца з абавязковай спасылкай на літаратуру або адпаведныя дакументы.

Пры статычных, дынамічных і кінематычных уздзеяннях на грузачныя рэжымы на шасі і тэхналагічнае абсталяванне машын фарміруюцца ў выглядзе выпадковых функцый і паказваюцца ў выглядзе адпаведных спектраў нагрузак па групах частот. Іх атрыманне і далейшае выкарыстанне разгледжана ў раздзеле 8 на прыкладзе ацэнкі плаўнасці ходу лесатранспартных сістэм.

6. УСТОЙЛІВАСЦЬ ЛЕСАТРАНСПАРТНЫХ СІСТЭМ

Пры вызначэнні ўстойлівасці праектуемай машыны прадугледжана ацэнка верагоднасці ўстойлівага становішча корпуса ў падоўжнай і папярочнай вертыкальных плоскасцях корпуса базы. У шэрагу выпадкаў, і перш за ўсё для прычалпных аўтапаладоў, мэтазгодна даць ацэнку курсавой ўстойлівасці.

Ацэнка падоўжнай ўстойлівасці цягача пры руху па падоўжным нахіле дарогі або волака даецца з умовы яго магчымага перакульвання адносна восі перэдніх або задніх колаў. Крытычны стан мае месца

при роўнасці нулю нормальнай рэакцыі грунту на пераднюю або заднюю вось у залежнасці ад таго, рухаецца машына на пад'ёме або з пакату. Вызначэнне рэакцый Z_1 і Z_2 разгледжана ў раздзеле 4.3.

Дзеянне таксама ацэнка ўстойлівасці машыны супраць спаўзання, агульнай умовай якой з'яўляецца наступнае:

$$G_k \sin \alpha \leq G_k \cos \alpha \varphi_{0u}$$

дзе φ_{0u} - каэфіцыент счаплення; G_k - вага машыны; α - вугал пад'ёму.

Такой жа будзе ўмова папярочнага спаўзання машыны на адхоне, толькі замест вугла α падстаўляецца вугал β_k на адхоне.

Ацэнка папярочнай устойлівасці. На трактар, што тралюе дрэвы ў паўпагружаным становішчы (рыс. 11 а,б), дзейнічае сіла вагі трактара G , намаганне ад пагружанай часткі хлыстоў G_n/n і намаганне на перамяшчэнне рухомага пакета хлыстоў $P_1 \sin \beta_1 / \beta_2$ - вугал паміж плоскасцю руху і пакетам. Рэакцыі ад глебы - нормальныя Z_{1n} , Z_{2n} і ў плоскасці руху Y_{1n} і Y_{2n} .

У адрозненне ад першай сістэмы на трактар, які мае арачнае ўстройства, ад грузу дзейнічае сіла $N \cos \gamma$, прыкладзеная на адлегласці H_n ад плоскасці руху, вызначэнне якой разглядалася раней.

$$Z_{1n}^{\text{опп}} \approx 0,5 \left(G + \frac{G_n}{n} + P \sin \beta_1 \right) \cos \alpha - \frac{\left[GH + \left(P \sin \beta + \frac{G_n}{n} \right) H_n \right] \sin \alpha}{l};$$

$$Z_{1n}^{\text{пр}} \approx 0,5 (G + N \cos \gamma) \cos \gamma - \frac{(GH + N_1 \cos \gamma) \sin \alpha}{l}.$$

Трактар у абодвух выпадках губляе ўстойлівасць пры $Z_m = 0$.

Спынімся на папярочнай устойлівасці тралёвачнага трактара (рыс. 12), калі ён рухаецца праз сінусаідальную няроўнасць.

Пры рашэнні задачы прымаюцца наступныя дапушчэнні: папярочна-вуглавая ваганні падрэсаванай масы адбываюцца вакол восі кроіну O , якая вызначаецца кінематыкай падвескі. Падвеска не мае абмежавальнікаў, амартызатары адсутнічаюць, профіль няроўнасці сінусаідальны, характарыстыка рысор лінейная.

Разліковая формула для вызначэння вугла φ пры руху па няроўнасцях волаку мае выгляд

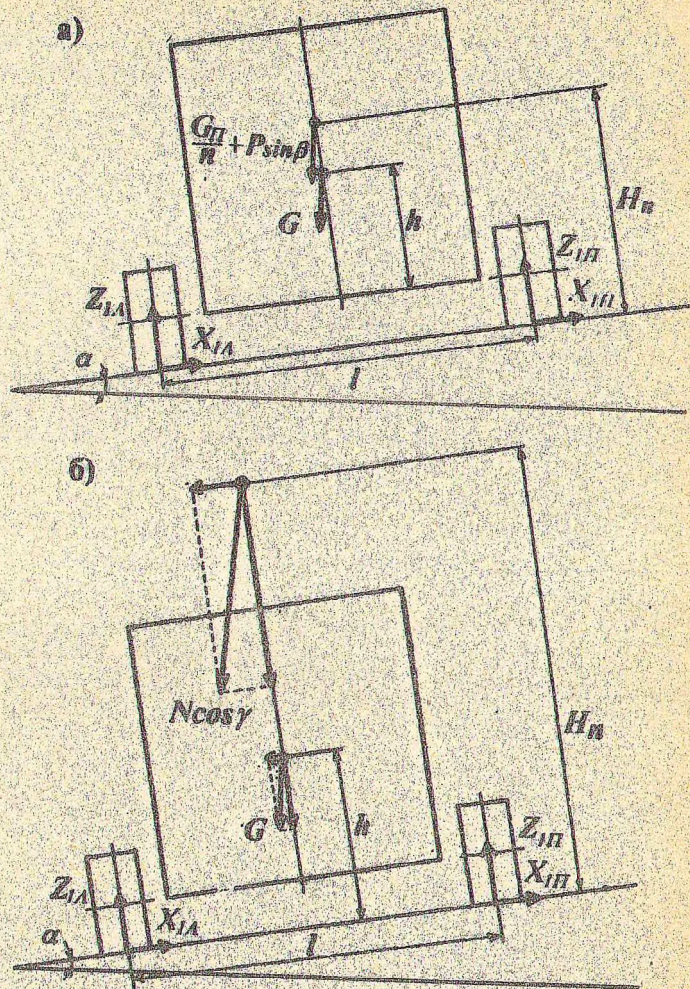


Рис. 11. Схема сил, якія діють на трактор, що рухається по адхоне при тралюванні: а - у навантаженому стані; б - у підвішеному стані

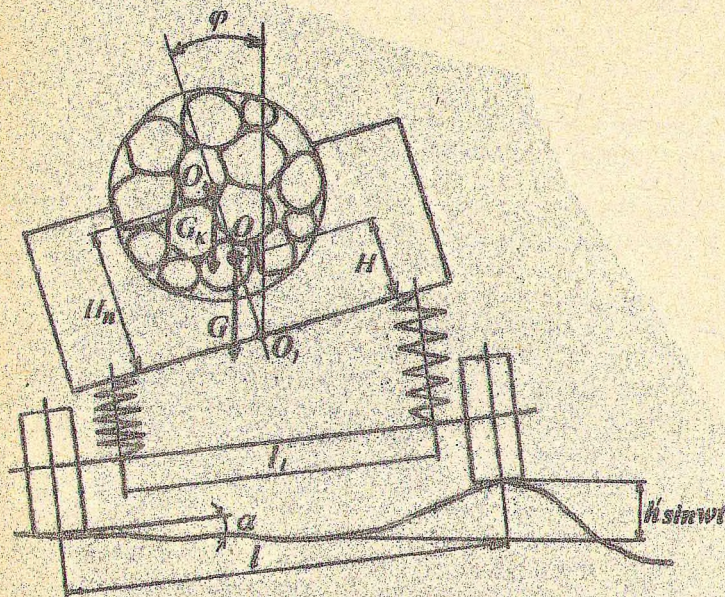


Рис.12 Схема папярочна-вуглавых хістанняў трапёвачнага трактара пры перасездзе праз няроўнасць

$$\varphi = \frac{\alpha_n c_p l_1^2 \sin(\omega t + \delta)}{2(J + J_n) \left[\frac{c_p l_1^2 \xi - G H - G_n H_n}{J + J_n} - \omega^2 \right]}$$

дзе α_n - вугал, які ўтвораны няроўнасцю дарогі; c_p - жорсткасць рысоры; l_1 - адлегласць паміж рысорамі; ξ - лік восей; ω - частата ўзбуральнай сілы; δ - фаза ўзбуральнай сілы; l - каляна машыны; G і G_n - вага падрысоранай масы трактара і адпаведна - вага пачкі, якая прыпадае на пэўны трактар; H і H_n - адлегласць ад восі крэну адпаведна да ц.ц. падрысоранай масы трактара і да цэнтра пакета ў месцы, дзе ён абаліраецца на трактар; $J = J_1 + J_n$ (J_1 і J_n - моманты інерцыі падрысоранай масы і адпаведна пакета дрэваў адносна восі крэну і восі, што праходзіць праз пункт O і цэнтр дотыку пачкі з грунтам).

Пры рэзанансе ($p = \omega$) максімальны вугал хістанняў будзе роўны

$$\varphi_{\max} = \frac{\alpha_n}{\gamma \left[\xi - \left(G_H + G_n H_n \right) / c_p \frac{c^2}{2} \right]}$$

дзе

$$\gamma = \frac{\mu_n \cdot d^2}{2 \cdot (J + J_n) p}$$

У гэтым выразе μ_n - каэфіцыент супраціўлення амартызатараў; p - частата рэзанансных хістанняў; d - адлегласць паміж амартызатарамі.

Частата рэзанансных хістанняў роўная

$$p = \sqrt{\frac{c_p \frac{1}{2} \xi - G_H - G_n H_n}{J_T + J_n}}$$

Тады рэзанансная скорасць руху будзе

$$v_{\text{рез}} = \frac{3,6 \cdot L_n \cdot p}{\pi}$$

дзе L_n - даўжыня праёўнасці.

Устойлівасць аўтапоезда. Калі элементы аўтапоезда разглядаць як жорсткія сістэмы, што не маюць пругкай падвескі, то гранічны статычны вугал адхону $\alpha_{\max}$, якім вызначаецца папярочная ўстойлівасць аўтапоезда, прымаяцца роўным

$$\alpha_{\max} \leq \arctg \frac{l}{2h_0},$$

дзе l - шырыня калійнага элемента аўтапоезда; h_0 - вышыня яго цэнтра цяжару.

Уплыў вугла крэну $\alpha_{\max}$ у значнай ступені залежыць ад інтэнсіўнасці папярочна-вуглавых хістанняў. Інтэнсіўнасць хістанняў, у сваю чаргу, мае прамую сувязь са скорасцю руху, з якойсё дарогі, хісталымі ўласцівасцямі дынамічнай сістэмы. Разлік вугла φ можна весці пры дапамозе выкладзенай метады.

Папярочная ўстойлівасць паўпрычэпа можа ацэньвацца каэфіцыентам статычнага крэну K_{α} , які ўдзяе сабой адносіны статычнага вугла нахілу падрысаванай масы паўпрычэпа да вугла папярочнага нахілу дарогі, г.зн.

$$K_{\alpha} = \varphi_{\alpha} / \alpha.$$

Коефіцієнт статичного крену, виражений праз його конструктивні, кампановачні і вагові параметри паўпрычэпа, роўны

$$K_{ст} = \frac{c_{\varphi n}}{c_{\varphi n} - G_n \rho_{кр}} \quad (12)$$

Коефіцієнт дынамічнага крену, які ўлічвае вуглавыя папярочныя ваганні падрысоранай масы паўпрычэпа, вызначаецца з формулы

$$K_d = \sqrt{\frac{J_n \cdot c_{\varphi n}^2}{k_{\varphi n} (c_{\varphi n} - G_n \rho_{кр})}} + 1 \quad (13)$$

У выразы (12) і (13) уваходзяць наступныя велічыні: $c_{\varphi n}$ - вуглавая цвёрдасць падвескі паўпрычэпа; $k_{\varphi n}$ - супраціўленне амартызатараў вуглавым папярочным ваганням паўпрычэпа; G_n - вага падрысоранай масы паўпрычэпа; $\rho_{кр}$ - радыус крену падрысоранай масы; J_n - момант інерцыі падрысоранай масы.

Гэтыя параметры вызначаюцца з наступных выказаў (гл. рыс. 13):

$$c_{\varphi n} = c_p \cdot l_1^2 / 4; \quad k_{\varphi n} = (k_{от} + k_{ск}) d^2 / L;$$

$$\rho_{кр} = h_o - \frac{a_1 h + b_1 h_{кр}}{L'}$$

дзе c_p - вертыкальная пружкасць рысор; $k_{от}$, $k_{ск}$ - супраціўленне амартызатараў пры адбоі і сцісканні.

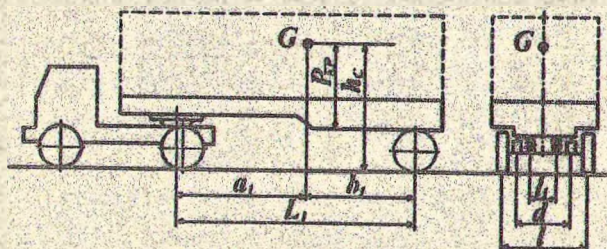


Рис.13. Разліковая схема ўстойлівасці паўпрычэпа

У апорна-счэпным устравістве, якое дапускае свабодныя папярочна-вуглавыя перамяшчэнні паўпрычэпа, памяншэнне вуглавой жорсткасці падвескі рэзка зніжае яго ўстойлівасць. Пры адносінах $c_{\varphi n} / (G_n \rho_{кр})$, блізкіх да адзінкі, коефіцієнт $K_{ст}$ набліжаецца да бясконцасці, г.зн. паўпрычэп будзе няўстойлівым пры малых значэннях $c_{\varphi n}$.

При $c_{\text{оп}} \rightarrow \infty$, г.зн. при абсолютно жорстких рысорах і шынах, папярочная ўстойлівасць паўпрычэпа ўзрасце, нахіл яго падрысаванай масы будзе роўны вуглу папярочнага нахілу дарогі.

Устойлівасць супраць перакульвання маніпулятарных машын разлічваецца аналагічна ўжо выкладзеным палажэнням. При статычнай ацэнцы, напрыклад, падоўжнай ўстойлівасці (рыс. 14) валачна-пакетавальнай машыны складаецца ўраўненне момантаў дзеючых сіл адносна пункта перакульвання В пры ўмове крытычнага становішча, калі $Z_{1n} = 0$. З гэтага ўраўнення вызначаецца вугал $\alpha_{кр}$ няўстойлівага становішча ВПМ.

Аднак трэба мець на ўвазе, што вугал няўстойлівага становішча ў сапраўднасці будзе значна меншым з-за ваганняў мас сістэмы шасі на падвесцы, кансольна замацаванага ў захопна-эрэзавочным уст-ройстве дрэва. При гэтым неабходна браць пад увагу як пругка-дэмпфіруючыя ўласцівасці металаканструкцыі маніпулятара, так і ствол дрэва. У якасці ўзбуральных сіл разглядаюцца пускавыя сілы ў гідрацыліндрах маніпулятара, а таксама магчымая ветравая нагрузка. Для гэтай мэты разглядаюць адпаведныя разліковыя схемы ваганняў.

Напрыклад, разліковая схема для ацэнкі ваганняў і хістанняў трактара для бяскокернай тралёўкі пры пад'ёме дрэва за камель можа мець выгляд, паказаны на рыс. 15. На рыс. 15а ўзяты пад увагу вертыкальныя і гарызантальныя перамяшчэнні дыскрэтных мас сістэмы, якая мае восем ступеней свабоды. Практычна цалкам дапушчальнай будзе разліковая схема, прыведзеная на рыс. 15б. Дадзеная сістэма мае

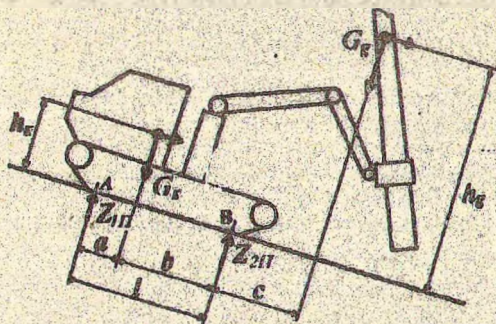


Рис. 14. Схема для разліку падоўжнай статычнай ўстойлівасці ВПМ

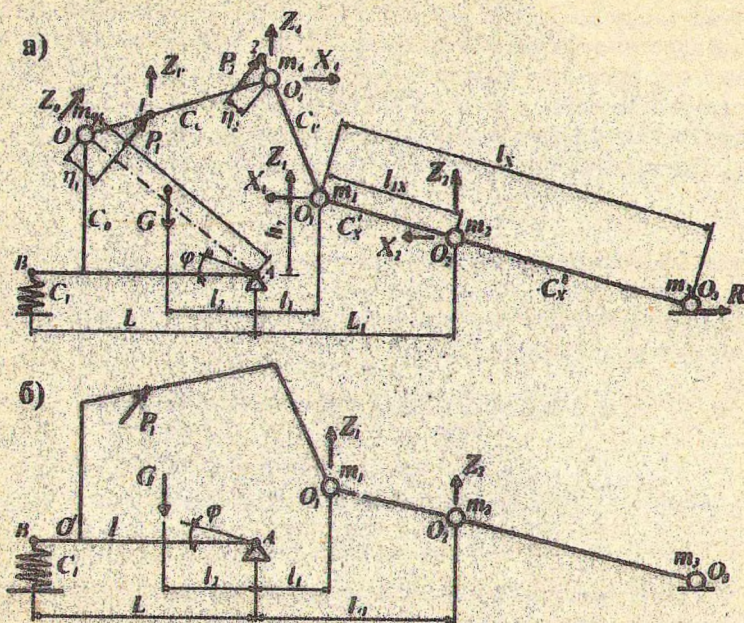


Рис. 15. Схема, еквівалентна ваганням трактора для
блещокерной тралёўкі дрэваў

усяго тры ступені свабоды, якія характарызуюцца абагульненымі каэфіцыентамі ϕ , Z_1 і Z_2 . Рашэнне сістэмы дыферэнцыяльных ураўненняў, што апісваюць ваганні дынамічнай сістэмы, дае магчымасць знайсці максімальнае вуглавое перамяшчэнне $\phi_{\max}$ корпуса базавага трактора. У выніку крытычны вугал нахілу паверхні волаку $\alpha_{кр.л} = \alpha_{кр} - \phi_{\max}$.

7. МАНЕЎРАНАСЦЬ

Манеўровыя ўласцівасці лясных машын маюць асабліва важнае значэнне пры руху на абмежаваных плошчах і праездах ва ўмовах лесасекі. Для вызначэння паказчыкаў манеўранасці, неабходнай шырыні праезду, велічыні манеўровай пляцоўкі, фронту пагрузкі і выгрузкі неабходны разлік параметраў павароту.

Як правіла, сучасныя колавыя лясныя машыны ўяўляюць сабой сістэму, якая складаецца з дзвюх шарнірна-счлененых секцый, звязаных пры дапамозе вертыкальна-гарызантальнага шарніра. Змянен-

не напрямку руху таких машин здійснюється шляхом повороту секцій відносно одна одної у горизонтальній площині на певний кут Θ (рис. 16). Машину з шарнірною рамою можна уявити у вигляді транспарантної системи, у якій у процесі повороту змінюється база $L_{нф}$, передні і задні мости готай бази повернуті відповідно на кути Θ_1 і Θ_2 . Переменная база машини визначається по тзорме косінусау:

$$L_{нф} = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \Theta}, \quad (14)$$

дзе l_1 і l_2 - відстані ад вертикального шарніра да переднього і заднього мості відповідно.

Використавши для перетворення виразу (14) тзорме синусау, можна визначити кути повороту мостів:

$$\Theta_1 = \arcsin \left(\frac{l_2}{L_{нф}} \sin \Theta \right); \quad \Theta_2 = \arcsin \left(\frac{l_1}{L_{нф}} \sin \Theta \right).$$

Тзартетичний радіус повороту машини з шарнірною рамою і шкёрдами у бакавим напрямку колами визначається з виразу

$$R_r = L_{нф} / (\operatorname{tg} \Theta_1 + \operatorname{tg} \Theta_2).$$

Пры змєстичних у бакавим напрямку шинах радіус повороту з уліком з'єв. з вводу шин роуны

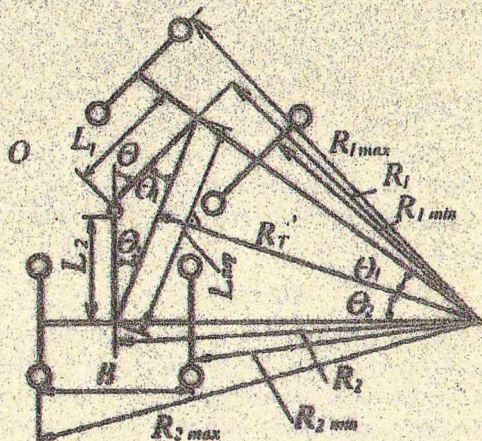


Рис. 16. Схема повороту шарнірна-сучлененой копавай машини

$$R_{\pi\phi} = \frac{L_{\pi\phi}}{\operatorname{tg}(\Theta_1 - \phi_{y1}) + \operatorname{tg}(\Theta_2 - \phi_{y2})},$$

дзе ϕ_{y1} і ϕ_{y2} - вуглы ўводу пярэдніх і задніх колаў адпаведна.

Залежнасць паміж вуглом ϕ_y і бакавой сілай F_8 мае выгляд

$$F_8 = k_y \phi_y,$$

дзе k_y - каэфіцыент супраціўлення бакавому ўводу.

Калі ведаць памеры шын і іх эксплуатацыйныя характарыстыкі, то шляхам разлікаў можна вызначыць каэфіцыент супраціўлення бакавому ўводу:

$$k_y = c \left(0,095 - 0,49 \frac{h}{D} \right) P_{\pi} b^2,$$

дзе D - вонкавы дыяметр шыны ў свабодным стане; P_{π} - ціск паветра ў шыне; b - шырыня шыны; c - каэфіцыент, які залежыць ад канструкцыі шыны, $c = 60$:

$$\frac{h}{D} = 0,42 \frac{c}{P_{\pi} D^2} \sqrt{D}.$$

Радыусы павароту сярэдзін каляін пярэдняй і задняй секцый роўныя

$$R_1 = R_T / \cos \Theta_1; \quad R_2 = R_T / \cos \Theta_2.$$

Талы найбольшы і найменшы радыусы павароту пярэдняй і задняй секцый па следзе колаў складаюць

$$R_{1\min} = R_1 - B/2; \quad R_{2\min} = R_2 - B/2;$$

$$R_{1\max} = R_1 + B/2; \quad R_{2\max} = R_2 + B/2$$

Разгледзім манёўранасць аўтапаяздоў. Сукупнасць уласцівасцей, што характарызуюць магчымасць аўтамабіля змяняць зададзеным чынам сваё становішча на абмежаванай плошчы ва ўмовах, якія патрабуюць руху па траекторыях вялікай крывізны, называецца манёўранасцю. Яна можа быць ахарактарызавана наступнымі азначэнымі паказчыкамі: мінімальным радыусам павароту, знешнім і ўнутраным габарытнымі радыусамі павароту, шырынёй габарытнай паласы руху і г.д.

Манёўранасць аўтапаяздоў ацэньваецца залежнасцямі, што вынікаюць з кінематыкі іх крывалінейнага руху. Пры гэтым могуць прымацца дапушчэнні аб гарызантальнасці апорнай паверхні, адсут-

насліді супраціюлення руху і ўводу колаў, што значна спрашчае разлікі і забяспечвае прымальную дакладнасць для практычных мэт.

Пры аналізе кінематыкі крывалінейнага руху аўтапоезда вызначаюць траекторыі яго асобных пунктаў. Для кругавога руху больш зручна выкарыстоўваюць не каардынаты зададзенага пункта, а яго радыус. У якасці асноўнай прымаецца траекторыя сярэдзіны задняга маста або двухвосевых цяляжак:

$$R_0 = L_T \operatorname{ctg} \alpha_{\text{ср}},$$

дзе R_0 - радыус руху сярэдзіны вядучага задняга маста; L_T - база аўтамабіля; $\alpha_{\text{ср}}$ - сярэдні вугал павароту пярэдніх колаў: $\alpha_{\text{ср}} = (\alpha_{\text{вн}} + \alpha_{\text{вн}}) / 2$, тут $\alpha_{\text{вн}}$ і $\alpha_{\text{вн}}$ - вуглы павароту знешняга і ўнутранага кіруемых колаў.

Для правільных умоў павароту неабходна выкананне суадносін

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = (R_0 + a) / L_T;$$

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = (R_0 - a) / L_T,$$

адкуль

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} - \operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = 2a / L,$$

дзе a - палова адлегласці паміж восямі шворнаў паваротных цапфаў кіруемых колаў.

Радыус кругавога руху любога зададзенага пункта аўтамабіля R_i будзе роўны

$$R_i = \sqrt{(R_0 + b_i)^2 + l_i^2},$$

дзе b_i - адлегласць ад падоўжнай восі аўтамабіля да зададзенага пункта; l_i - адлегласць ад сярэдзіны задняга маста да зададзенага пункта ўздоўж падоўжнай восі.

Радыусы пярэдняга знешняга $R_{\text{п}}$ і задняга ўнутранага $R_{\text{з}}$ габарытных пунктаў:

$$R_{\text{п}} = \sqrt{(R_0 - B_T/2)^2 + (L_T + c_{\text{пн}})^2};$$

$$R_{\text{з}} = \sqrt{(R_0 - B_T/2)^2 + c_{\text{зн}}^2},$$

дзе B_T - габарытная шырыня аўтамабіля; $c_{\text{пн}}$ і $c_{\text{зн}}$ - пярэдняе і задняе звязанне адпаведна.

Рознасць значэнняў $R_{\text{п}}$ і $R_{\text{з}}$ называецца шырынёй габарытнай паласы кругавога руху аўтамабіля.

Паваротныя ўстройства прычальных звенняў (прычэпаў, паўпрычэпаў і роспускаў) прызначаны для змянення накірунку іх ру-

ху ўслед за вядучым звяном і падтрымкі ўстойлівага прамалінейнага руху аўтапоезда. Асабліваці руху аўтапоездаў абумоўліваюць асноўныя патрабаванні да канструкцыі паваротных устройстваў: паварот кіруемых колаў (паваротных восей) на вуглы, што забяспечваюць качэнне шын без бакавога коўзання пры руху ў крывых; устойлівы (без вілання) прамалінейны рух прычэпных звенняў; магчымасць руху аўтапоезда заднім ходам; лёгкі паварот кіруемых колаў і восей у кожны бок на максімальна дапушчальныя вуглы (не менш 90°); магчымасць састаўлення аўтапоезда; зручнасць выканання счэпкі і расчэпкі транспартных звенняў.

Па характары сувязі паміж звеннямі аўтапоезда ўсе паваротныя ўстройства прычэпных звенняў падзяляюцца на некіруемыя і кіруемыя. Прычэпныя звенні з некіруемымі паваротнымі ўстройствамі, якія з'яўляюцца, па сутнасці, вертыкальнымі шарнірамі, што забяспечваюць сувязь кінематычных звенняў у саставе адной транспартнай сістэмы, на паваротах зрушваюцца ў напрамку да цэнтра павароту пад уздзеяннем на іх кола бакавых складальных гарызантальных рэакцый дарогі. Тыповыя некіруемыя паваротныя ўстройства прымяняюцца ў двух- і трохвосевых прычэпах. Яны служаць для злучэння перадняй паваротнай восі з дышлам і рамы прычэпа з задняй хадавой воссю або цяжкамі. Злучэнне кінематычных звенняў здзяйсняецца пераважна паваротнымі коламі.

Да кіруемых адносяцца паваротныя ўстройства, што ўтвараюць кіруемыя сувязі паміж звеннямі аўтапоезда, што дазваляе паменшыць зрушэнне траекторыі руху прычэпных звенняў адносна цягача. У якасці задавальнага параметра паваротнага ўстройства прымаецца паказчык сувязі звенняў, змяненне якога выклікае адпаведныя змяненні вуглоў павароту кіруемых колаў або восей. Задавальнымі параметрамі могуць служыць вугал складання аўтапоезда, вугал павароту дышла або вугал павароту кіруемых колаў цягача.

Па спосабе кіравання паваротам прычэпных звенняў іх паваротныя ўстройства падзяляюцца на два тыпы: з кіруемымі восямі і з кіруемымі коламі. У канструкцыях паваротных устройстваў кіруемых хадавых восей паварочваюцца разам з коламі адносна рамы прычэпа вакол вертыкальных восей (шворан, паваротнае кола), што праходзяць праз іх сярэднія пункты. Пры паваротных устройствах з кіруемымі коламі паварот прычэпнага звяна здзяйсняецца пры дапамозе павароту колаў адносна яго хадавой восі і рамы.

Па тыпах прыводаў кіравання адрозніваюць паваротныя ўстройства механічнага і гідрамеханічнага тыпаў. Найбольшае

распаўсюджанне атрымалі механічныя прыводы. Па ліку і размяшчэнні кіруемых восей (копаў) паваротныя ўстройства падзяляюцца на наступныя віды: з адной пярэдняй або задняй воссю; з некалькімі пярэднімі або заднімі восямі (цялежжамі); з усімі восямі (цялежжамі).

У якасці кіруемых паваротных устройстваў паўпрычэпаў і прычэпаў-роспускаў найбольшае распаўсюджанне атрымалі паваротныя ўстройства з кіруемай воссю (цялежжамі) і механічным прыводам з тросамі, што перасякаюцца (крыжападобным счэпам).

Выбар параметраў паваротных устройстваў робіцца на падставе аналізу кінематыкі павароту аўтапоезда. Кінематычны разлік выконваецца для кіруемых паваротных устройстваў. У яго задачу ўваходзіць вызначэнне кінематычнай характарыстыкі і паказчыкаў маневранасці аўтапоезда. Разлік выконваецца ў наступным парадку: выбіраецца разліковая схема павароту аўтапоезда; вызначаюцца вуглы павароту кіруемых копаў і восей у залежнасці ад радыуса павароту цягача; разлічваюцца вуглавыя перадацныя лікі паваротнага ўстройства; вызначаюцца паказчыкі павароту аўтапоезда.

Разліковая схема павароту аўтапоезда ў саставе цягача з двухвосевым прычэпам, што мае пярэднія кіруемыя колы, прыведзена на рыс. 17.

Для розных значэнняў радыусаў R_0 павароту аўтапоезда пасярэдзіне задняга маста (цялежжак) цягача, пачынаючы з найменшага, робіцца выпічэнне перадачнага ліку паваротнага ўстройства:

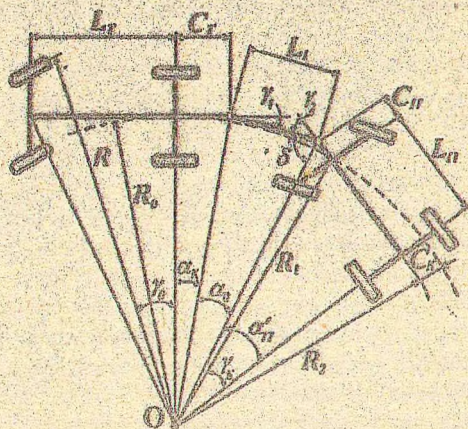


Рис. 17. Схема павароту аўтапоезда ў саставе цягача і двухвосевага прычэпа з пярэднімі кіруемымі коламі

$$i_0 = \frac{\gamma_2}{\gamma_n} = \frac{90^\circ + \gamma'_n - \delta}{\gamma_n}, \quad (15)$$

дзе i_0 - перадацачны лік зваротнай сувязі; γ_2 - вугал павароту дышла адносна падоўжнай восі цягача; γ_n - прыведзены вугал павароту кіруемых колаў прычэпа; γ'_n, δ - дапаможныя вуглы.

Значэнні вуглоў, што ўваходзяць у выраз (15), вызначаюцца па наступных формулах:

$$\gamma_n = \arcsin \frac{L_n}{R_1};$$

$$\gamma'_n = \arctg \left(\frac{L_n + c_{nn}}{L_n} \operatorname{tg} \gamma_2 \right);$$

$$\delta = \arccos \frac{(L_n + c_{nn})^2 + (L_n^2 + (c_{t2}^2 + R_0^2)) \sin \gamma_2^2}{2 \cdot L_n (L_n + c_{nn}) \sin \gamma'_n},$$

дзе L_n - база прычэпа; c_{nn} - пярэдні звес прычэпа; L_d - даўжыня дышла; R_1 - радыус траекторыі руху сярэдзіны пярэдняй восі прычэпа.

Пры качэнні кола пярэдняй восі прычэпа па каляіне пярэдніх колаў цягача значэнне $R_1 = \sqrt{L_d^2 + R_0^2}$, у выпадку качэння іх па каляіне задніх колаў цягача $R_1 = R_0$.

Вуглы павароту вонкавага $\alpha_{нф}^n$ і ўнутранага $\alpha_{нн}^n$ кіруемых колаў прычэпа роўныя

$$\alpha_{нф}^n = \arctg \left(\operatorname{ctg} \gamma_n + \frac{l_{nn}}{2L_n} \right);$$

$$\alpha_{нн}^n = \arctg \left(\operatorname{ctg} \gamma_n - \frac{l_{nn}}{2L_n} \right),$$

дзе l_{nn} - адлегласць паміж восьмі шворнаў паваротных цапфаў кіруемай восі прычэпа.

Па выніках разлікаў будуюцца графікі змянення вуглоў $\gamma_n, \alpha_{нф}^n, \alpha_{нн}^n$ і перадацчнага ліку i_0 прычэпа ў залежнасці ад вугла γ_2 павароту дышла адносна падоўжнай восі прычэпа. Дадзеныя залежнасці называюцца кінематычнай характарыстыкай паваротнага ўстройства прычэпа.

На стадыі кінематычнага разліку паваротнага ўстройства робіцца ацэнка маневраных уласцівасцей аўтапоезда па гранічных

значеннях асноўных паказчыкаў, якія адпавядаюць ўсталяванаму павароту аўтапоезда.

Калі задаць рад значэнняў радыусаў R_1 траекторыі сярэдзіны задняй восі (цягача) прычэпа і па кінематычнай характарыстыцы паваротнага ўстройства знайсці адпаведныя значэнні перадатачнага ліку i_0 , то можна вызначыць радыус павароту R_0 цягача:

$$R_0 = \sqrt{(R_2 - L_d \sin \gamma_2)^2 + (L_t + c_{np} + L_d \cos \gamma_2)^2} - c_{тз},$$

дзе

$$\gamma_2 = i_0 \gamma_k = i_0 \left(\arctg \frac{L_n}{R_2} \right).$$

Радыус павароту цягача па каляіне перадняга вонкавага кола

$$R = \sqrt{L_1^2 + (R_0 + 0,5 \cdot l_n)^2} + 0,5 \cdot (B_1 - l_{шт}) \quad (16)$$

дзе B_1 - каляіна перадніх колаў цягача; $l_{шт}$ - адлегласць паміж восямі паваротных цапфаў кіруемай восі цягача.

Дадатнае зрушэнне траекторыі прычэпа адносна траекторыі цягача

$$c_k = R_0 - R_1.$$

Для двухвосевых, а таксама аднавосевых прычэпаў і паўпрычэпаў з некіруемымі коламі павелічэнне габарытнай паласы руху цягача прычэпам

$$\Delta B = 0,5 \cdot (B_n - B_t) + c_k,$$

дзе B_t і B_n - габарытная шырыня адпаведна цягача і прычэпа.

Габарытная шырыня паласы руху адзіночнага цягача на павароце

$$B_k = \sqrt{(R_0 + 0,5 \cdot B_t)^2 + (L_t + c_{тп})^2} + 0,5 \cdot B_t - R_0 \quad (17)$$

Шырыня габарытнай паласы кругавога руху аўтапоезда

$$B_a = B_k + \Delta B \quad (18)$$

Па выніках разлікаў будуюцца графікі змянення паказчыкаў павароту аўтапоезда R_1 , c_k , B_k , B_a у залежнасці ад R_0 для розных значэнняў перадатачнага ліку i_0 . На падставе аналізу атрыманых даных выбіраюцца рацыянальныя характарыстыкі паваротнага ўстройства.

Кінематычны разлік паваротных устройстваў паўпрычэпаў выконваецца ў той жа паслядоўнасці, якая была прынята пры разліку

паваротных устройстваў прычэпаў. Разліковая схема паварту цягача з кіруемым паўпрычэпам і паваротным устройствам, што працуе ад вугла складання аўтапоезда, приведзена на рис. 18.

Для розных значэнняў радыусаў асноўнай траекторыі руху цягача, пачынаючы ад найменшага, вызначаюцца перадатчныя лікі паваротнага ўстройства:

$$i_n = \gamma_1 / \gamma_k.$$

Вугал складання аўтапоезда γ_1 і прыведзены вугал γ_k паварту кіруемых колаў паўпрычэпа роўныя

$$\gamma_1 = \arcsin \frac{L^2 + c_0^2 + L_1^2}{2 \cdot L \cdot \sqrt{R_0^2 + L_1^2}} - \delta;$$

$$\gamma_k = \arcsin \frac{L_1^2 + L_0^2 - c_0^2}{2 \cdot L_1 \cdot \sqrt{R_0^2 + L_0^2}},$$

дзе L - база цягача; c_0 - адлегласць ад задняй восі (сярэдзіны колавых цялежак) цягача да шарнірнага злучэння цягача з паўпрычэпам; δ - дапаможны вугал: $\delta = \arctg(c_0 / R_0)$.

Для аднавосевага паўпрычэпа $L = L_1 = l$, а для двухвосевага - $L = L_n - 0,5 l_0$, тут L_n і l_0 - базы паўпрычэпа і яго колавых цялежак, адпаведна. Пры кіруемай перадняй восі цялежак $L_1 = L_n - 0,5 l_0$ і $L_1 = L_n + 0,5 l_0$ - пры кіруемай задняй восі. У выпадку качэння кіруемай

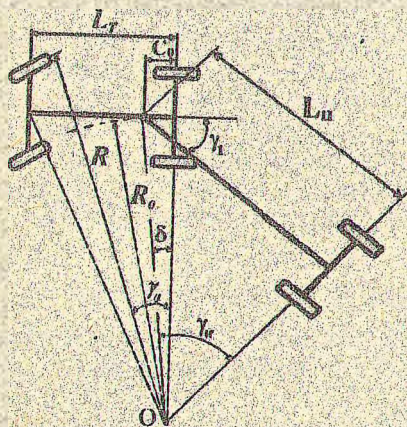


Рис. 18. Схема паварту аўтапоезда ў саставе цягача і паўпрычэпа

восі паўпрычэпа па каліне задніх колаў цягача $L_c = 0$, а пры качэнні па каліне перадніх колаў цягача $L_c = L_r$.

Па выніках разлікаў будзеца графік, на які наносзяцца крывыя змянення вугла γ_k і перадатачнага ліку i_n паўпрычэпа ў залежнасці ад вугла γ_1 складання аўтапоезда. Дадзеныя залежнасці называюцца кінематычнай характарыстыкай паваротнага ўстройства.

Калі задацца радам значэнняў вугла γ_k павароту колаў паўпрычэпа і вызначыць на кінематычнай характарыстыцы паваротнага ўстройства адпаведныя ім значэнні вуглоў γ_1 складання аўтапоезда, то можна вылічыць значэнні радыусаў асноўнай траекторыі руху цягача R_0 і траекторыі сярэдзіны хадавой восі (цялежак) паўпрычэпа R_1 :

$$R_0 = L_n \frac{\cos \gamma_k}{\sin(\gamma_1 + \gamma_k)} - \frac{c_0}{\operatorname{tg}(\gamma_1 + \gamma_k)},$$

$$R_1 = L_n \frac{\cos \gamma_1}{\sin(\gamma_1 + \gamma_k)} - \frac{c_0 \cos \gamma_k}{\sin(\gamma_1 + \gamma_k) \cos \gamma_1}.$$

Дадатнае зрушэнне траекторыі восі паўпрычэпа адносна асноўнай траекторыі руху цягача

$$c_k = R_0 - R_1.$$

Павелічэнне шырыні габарытнай паласы руху аўтапоезда паўпрычэпам складае

$$\Delta B = 0,5(B_n - B_r) + c_k - (1 - \cos \gamma_k)R_1,$$

дзе B_r і B_n - габарытная шырыня палос руху цягача і паўпрычэпа адпаведна.

Габарытная шырыня палос руху адзіночнага цягача B_k і аўтапоезда B_n вызначаецца па формулах (17) і (18), а радыус павароту перадняга вонкавага кола цягача - па залежнасці (16). Аналізуючы атрыманыя вынікі, выбіраюць тып паваротнага ўстройства, які забяспечвае дакладнае ўпісванне паўпрычэпа ў габарытную паласу руху цягача.

8. ПЛАЎНАСЦЬ ХОДУ ЛЕСАТРАНСПАРТНЫХ МАШЫН

Крытэрыі ацэнкі плаўнасці ходу транспартнай сістэмы характарызуюць уздзеянне ваганняў на вадзіцеля, хадавую частку і перавозімы груз.

Далушчальны ўзровень вібрацыі, што ўздзейнічае на чалавека, вызначаецца ДАСТ 12.1.012 і стандартам 2631 Міжнароднай ар-

ганізації па стандартызацыі (ISO) "Вібрацыя, якая перадаецца чалавечаму целу". Згодна з ДАСТам, нарміруемымі параметрамі з'яўляюцца сярэднеквадратычныя значэнні вібраскорасці ў актаўных палосах частот. Узровень напружанасці ацэньваецца ў дэцыбелах:

$$L = 20 \cdot \lg(\sigma_v / 5 \cdot 10^{-8}),$$

дзе σ_v - сярэднеквадратычнае значэнне вібраскорасці ў актаўнай паласе частот.

У некаторых выпадках, асабліва пры параўнальнай плаўнасці ходу, зручна карыстацца эквівалентным сярэднеквадратычным паскарэннем, якое вызначаецца па формуле

$$\sigma_{\ddot{z}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \sigma_{\ddot{z}_i})^2},$$

дзе n - лік актаўных палос частот; k_i - вагавы каэфіцыент адчувальнасці чалавека да паскарэнняў у розных актаўных палосах частот; $\sigma_{\ddot{z}_i}$ - сярэднеквадратычнае паскарэнне ў i -й актаўнай паласе частот ваганняў.

Арганізм чалавека найбольш адчувальны да вібрацыі ў дыяпазоне частот 4...8 Гц для вертыкальных і 1...2 Гц для гарызантальных ваганняў. Поўны разглядаемы дыяпазон частот 1...80 Гц падзелены на 20 1/3-актаўных палос.

Уплыў ваганняў на перавозімы груз, а таксама дэталі і вузлы транспартнай машыны звычайна ацэньваецца па велічыні перамяшчэнняў і паскарэнняў, а таксама іх паўтаральнасці. Відавочна, што для ацэнкі ходу транспартнай сістэмы неабходна вызначыць значэнні паказчыкаў ваганняў. Методыка разліку ваганняў выкладзена ў спецыяльнай літаратуры [5 - 7], а таксама прыведзена ў падручніку [2].

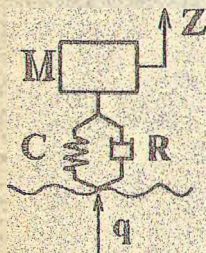
Для аднамасавай сістэмы (рис. 19) дыферэнцыяльнае ўраўненне, якое апісвае яе вертыкальныя ваганні, мае выгляд

$$M\ddot{z} + k\dot{z} + cz = cq, \quad (19)$$

дзе M - падрысаваная маса; k і c - каэфіцыент супраціўлення і адпаведна вертыкальная жорсткасць падвескі; q - узбуральнае ўздзеянне.

Рис.19. Разліковая схема ваганняў аднамасавай сістэмы

Форму няроўнасці прымаем сінусаідайнай, тады $q = H_n \cdot \sin \omega t$, дзе H_n - вышыня няроўнасці; ω - частата ўзбуральнага



уздєяння: $\omega = 2\pi v / L_n$; L_n - довжина нирѳунасцї; v - скорасць руху.
Пасля некаторых пераўтварєнняў ураўненне (19) набыває вигляд

$$\ddot{z} + 2h\dot{z} + p^2 z = h' \sin \omega t,$$

дзе $2h = k / M$; $p^2 = c / M$; $h' = cH / M$.

Пры ўсталяваўшыхся ваганнях выраз для z мае вигляд

$$z = A \sin (\omega t - \alpha),$$

дзе α - зрух па фазе, $\tan \alpha = 2 \omega h / (p^2 - \omega^2)$; A - амплїтуда вымупаных ваганняў:

$$A = h' \sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}.$$

Для сїстємы з двма ступенямї свабоды (рис.20) дыферєнцїальныя ўраўненнї свабодных ваганняў, вывад якїх прыведзєны ў [2], маюць вигляд

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + c_1 \dot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0, \\ \ddot{z}_2 + c_2 \dot{z}_2 + \omega_2^2 z_2 = 0, \end{cases} \quad (20)$$

дзе

$$c_1 = (1 - \varepsilon) / (\varepsilon + ba); \quad c_2 = (1 - \varepsilon) / (\varepsilon + a/b);$$

$$\omega_1^2 = c_1 / \left[M \frac{b}{L} \left(\frac{b}{L} + \varepsilon \frac{a}{L} \right) \right]; \quad \omega_2^2 = c_2 / \left[M \frac{a}{L} \left(\frac{a}{L} + \varepsilon \frac{b}{L} \right) \right];$$

$\varepsilon = \rho_1^2 / (ab)$; ρ_1 - радыус інерцыї падрысѳранай масы; ω_1 і ω_2 - парцыяльны частоты.

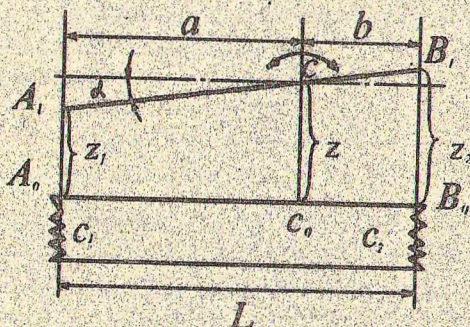


Рис. 20. Схєма, эквівалєнтная палѳужна-вуглавым і вертыкальным ваганням двухвосєага цягача

Галоўныя частоты ўласных ваганняў Ω_1 і Ω_2 атрымліваюцца з адпаведнага (20) характарыстычнага ўраўнення:

$$\Omega_{1,2} = \frac{1}{2(1 - c_1 c_2)} \left\{ \omega_1^2 + \omega_2^2 \pm \left[(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4c_1 c_2 \omega_1^2 \omega_2^2 \right]^{1/2} \right\}.$$

Інтэграванне ўраўненняў (20) дае

$$z_1 = D_1 \sin \Omega_1 t + D_2 \sin \Omega_2 t;$$

$$z_2 = D_3 \sin \Omega_1 t + D_4 \sin \Omega_2 t,$$

дзе D_1 - каэфіцыенты, якія залежаць ад канструкцыі сістэмы і вызначаюцца, зыходзячы з пачатковых умоў.

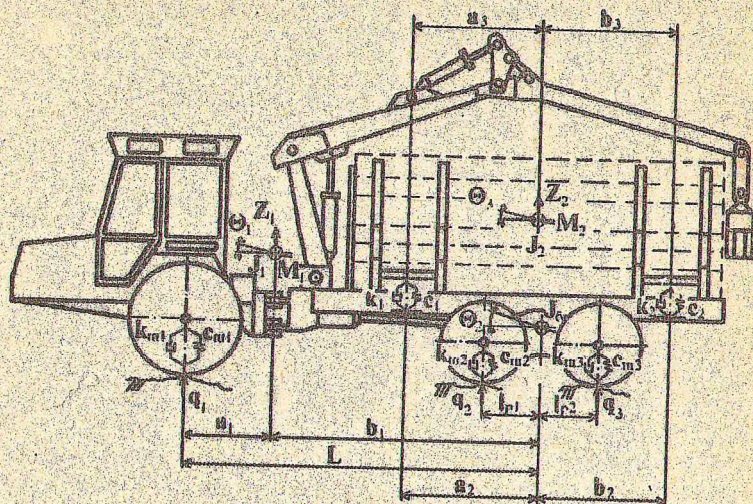
Аналітычнае рашэнне ўраўненняў (20), калі на ўваходы сістэмы падаецца ўздзеянне q_1 і q_2 у выглядзе сінусаідальнай функцыі, а таксама кусочна-лінейнай тармазнай сілы, падрабязна разгледжана ў падручніку [2] па вывучаемай дысцыпліне. Там жа разгледжаны метады рашэння задачы, калі ўздзеянне ад дарогі паказана ў выглядзе выпадковай функцыі $q_1 = f(t)$, $q_2 = f(t - \tau)$, дзе τ - спазненне ўздзеяння на заднюю вось у адносінах да пераедняй ($\tau = L/v$).

Рашэнне ўраўненняў руху ў выпадку, калі іх колькасць большая за два, мэтазгодна выконваць на ЭВМ лікавым метадам Рунге-Куты.

Разліковыя схемы, паказаныя на рыс. 19 і 20, утрымліваюць цэлы шэраг дапушчэнняў [6, 7], і іх выкарыстанне мэтазгодна толькі на першай стадыі праектавання. Удакладненая ацэнка плаўнасці ходу, дынамічнай нагружанасці хадавой часткі, што спалучаецца з выбарам рацыянальных параметраў падвескі, робіцца па больш удакладненых схемах і адпаведных ім матэматычных мадэлях.

Для прыкладу разгледзім плаўнасць ходу транспартна-нагрузачнай машыны тыпу 6К6 пры руху па рэальным волаку. Разліковая схема паказана на рыс.21. Сістэма не мае падвескі, аднак улічваюцца жорсткасці (c_{m1} , c_{m2} , c_{m3}) і дэмпфіруючыя (k_{m1} , k_{m2} , k_{m3}) уласцівасці шын. Для паляпшэння плаўнасці ходу прадугледжана падрысорванне платформы з грузам (каэфіцыенты жорсткасці c_1 і c_2 , каэфіцыенты супраціўлення k_1 і k_2).

Дынамічная сістэма мае пяць ступеняў свабоды, якія характарызуецца абагульненымі каардынатамі z_1 , Θ_1 , Θ_2 , z_2 , Θ_3 . Атрыманыя для ўсталяванага руху з дапамогай ураўнення Лагранжа другога роду дыферэнцыяльныя ўраўненні маюць выгляд



Рыс.21. Схема вертыкальных і падоўжна-вуглавых ваганняў трактара-сартыментавоза

$$M_1 \ddot{z}_1 + a_{11} \dot{z}_1 - a_{12} \dot{z}_2 - a_{13} \ddot{\theta}_1 + a_{14} \ddot{\theta}_2 + a_{15} \ddot{\theta}_3 - k_{m1} \dot{q}_1 - k_{m1} \dot{q}_2 - k_{m3} \dot{q}_3 + b_{11} z_1 - b_{12} z_2 - b_{13} \theta_1 + b_{14} \theta_2 + b_{15} \theta_3 - c_{m1} q_1 - c_{m2} q_2 - c_{m3} q_3 = 0;$$

$$M_2 \ddot{z}_2 - a_{21} \dot{z}_1 + a_{23} \dot{z}_2 - a_{23} \ddot{\theta}_1 - a_{23} \ddot{\theta}_3 - b_{21} z_1 + b_{22} z_2 - b_{23} \theta_1 - b_{25} \theta_3 = 0;$$

$$J_1 \ddot{\theta}_1 - a_{31} \dot{z}_1 - a_{32} \dot{z}_2 + a_{33} \ddot{\theta}_1 + a_{34} \ddot{\theta}_2 + a_{35} \ddot{\theta}_3 - k_{m1} a_{11} \dot{q}_1 - k_{m2} \times (b_1 - l_{p1}) \dot{q}_2 - k_{m3} (b_1 + l_{p2}) \dot{q}_3 - b_{31} z_1 - b_{32} z_2 + b_{35} \theta_1 + b_{34} \theta_2 + b_{33} \theta_3 - c_{m1} a_{11} q_1 - c_{m2} (b_1 - l_{p1}) q_2 - c_{m3} (b_1 + l_{p2}) q_3 = 0;$$

$$J_6 \ddot{\theta}_3 + a_{41} \dot{z}_1 + a_{43} \ddot{\theta}_1 + a_{44} \ddot{\theta}_2 - k_{m1} l_{p1} \dot{q}_2 + k_{m2} l_{p2} \dot{q}_3 + b_{41} z_1 + b_{43} \theta_1 + b_{44} \theta_2 - c_{m2} l_{p1} q_2 + c_{m3} l_{p2} q_3 = 0;$$

$$J_2 \ddot{\theta}_3 + a_{51} \dot{z}_1 - a_{52} \dot{z}_2 + a_{53} \ddot{\theta}_1 + a_{55} \ddot{\theta}_3 + b_{21} z_1 - b_{52} z_2 + b_{53} \theta_1 + b_{55} \theta_3 = 0;$$

дзе M_1 , J_1 - маса і момант інерцыі корпуса трактара; M_2 , J_2 - маса і момант інерцыі платформы з грузам; J_6 - момант інерцыі балансірных цялежкаў адносна восі O дотыку; q_1 , q_2 , q_3 - уздзеянне ад волаку на колы адпаведных восей трактара:

$$a_{11} = k_{m1} + k_2 + k_{m2} + k_3 + k_{m3}; \quad b_{11} = c_{m1} + c_2 + c_{m2} + c_3 + c_{m3};$$

$$a_{12} = k_2 + k_3; \quad b_{12} = c_2 + c_3;$$

$$a_{13} = k_{m1}a_1 - k_2(b_1 - a_2) - k_{m2}(b_1 - l_{p1}) + k_3(b_1 + b_2) - k_{m3}(b_1 + l_{p2});$$

$$b_{13} = c_{m1}a_1 - c_2(b_1 - a_2) - c_{m2}(b_1 - l_{p1}) + c_3(b_1 + b_2) - c_{m3}(b_1 + l_{p2});$$

$$a_{14} = k_{m2}l_{p1} - k_{m3}l_{p2}; \quad b_{14} = c_{m2}l_{p1} - c_{m3}l_{p2};$$

$$a_{15} = k_2a_3 - k_3b_3; \quad b_{15} = c_2a_3 - c_3b_3;$$

$$a_{21} = a_{22} = a_{12}; \quad b_{21} = b_{22} = b_{12};$$

$$a_{23} = k_2(b_1 - a_2) - k_3(b_1 + b_2); \quad b_{23} = c_2(b_1 - a_2) - c_3(b_1 + b_2);$$

$$a_{25} = k_2a_3 - k_3b_3; \quad b_{25} = c_2a_3 - c_3b_3;$$

$$a_{31} = a_{13}; \quad a_{32} = a_{23}; \quad b_{31} = b_{13}; \quad b_{32} = b_{23};$$

$$a_{33} = k_{m2}a_1^2 + k_{m2}(b_1 - l_{p1})^2 + k_{m3}(b_1 + l_{p2})^2 + k_2(b_1 - a_2)^2 + k_3(b_1 + b_2)^2;$$

$$b_{33} = c_{m2}a_1^2 + c_{m2}(b_1 - l_{p1})^2 + c_{m3}(b_1 + l_{p2})^2 + c_2(b_1 - a_2)^2 + c_3(b_1 + b_2)^2;$$

$$a_{34} = k_{m2}(b_1 - l_{p1})l_{p1} - k_{m3}(b_1 + l_{p2})l_{p2};$$

$$a_{35} = k_2(b_1 - a_2)b_3 + k_3(b_1 + b_2)b_3;$$

$$b_{34} = c_{m2}(b_1 - l_{p1})l_{p1} - c_{m3}(b_1 + l_{p2})l_{p2};$$

$$b_{35} = c_2(b_1 - a_2)b_3 + c_3(b_1 + b_2)b_3;$$

$$a_{41} = a_{14}; \quad a_{43} = a_{34}; \quad b_{41} = b_{14}; \quad b_{43} = b_{34};$$

$$a_{44} = k_{m2}l_{p1}^2 + k_{m3}l_{p2}^2; \quad b_{44} = c_{m2}l_{p1}^2 + c_{m3}l_{p2}^2;$$

$$a_{51} = a_{15}; \quad a_{52} = a_{25}; \quad a_{53} = a_{35}; \quad b_{51} = b_{15}; \quad b_{52} = b_{25}; \quad b_{53} = b_{35};$$

$$a_{55} = k_2a_3^2 + k_3b_3^2; \quad b_{55} = c_2a_3^2 + c_3b_3^2;$$

При рашенні задач уздзеянне на восі можа задавацца аналітычна ў выглядзе

$$q_1 = H_n \sin \omega t;$$

$$q_2 = H_n \sin \omega(t - \tau_1);$$

$$q_3 = H_n \sin \omega(t - \tau_2),$$

дзе $\tau_1 = (l - l_{p1}) / v$; $\tau_2 = (l + l_{p2}) / v$, або масівам ардынат рэальнага мікрапрофілю волаку з шагам, роўным шагу інтэгравання дыферэнцыяльных ураўненняў.

Атрыманыя ў выніку прымянення лікавага метадку Рунге-Куты выхадныя характарыстыкі могуць быць сфарміраваны ў масівы і затым апрацаваны з мэтай атрымання статыстычных характарыстык

працэсаў: матэматычнага спадзявання M_k , дысперсіі D_k , карэляцыйнай функцыі $R_k(\tau)$ і спектральнай шчыльнасці $S_k(\omega)$. Такія ж вынікі могуць быць атрыманы пры прымяненні аперацыйнага метаду на аснове спектральнай тэорыі падрысорвання транспартных машын [9].

Пэралічаныя статыстычныя характарыстыкі даюць поўнае ўяўленне аб амплітудна-частотным саставе вагальнага працэсу, што дае магчымасць ацэнкі і выбару рацыянальных параметраў падрысорвання транспартнай машыны. Пры рашэнні задачы адным з паказаных метадаў студэнт павінен правесці адпаведны аналіз атрыманых вынікаў.

У разгледжаным прыкладзе даследуюцца ваганні сартыментавоза тыпу 6К6 на базе трактара МТЗ-82В. Машына мае наступныя параметры: $M_1 = 8,6 \text{ т}$; $M_2 = 5,6 \text{ т}$; $J_1 = 79,4 \text{ т} \cdot \text{м}^2$; $J_6 = 2 \text{ т} \cdot \text{м}^2$; $J_2 = 39,4 \text{ т} \cdot \text{м}^2$; $c_1 = c_2 = 1100 \text{ кН/м}$; $k_1 = k_2 = 9 \text{ кН} \cdot \text{с}^2/\text{м}$; $c_{m1} = 420 \text{ кН/м}$; $c_{m2} = c_{m3} = 650 \text{ кН/м}$; $k_{m1} = 5 \text{ кН} \cdot \text{с}^2/\text{м}$; $k_{m2} = k_{m3} = 8 \text{ кН} \cdot \text{с}^2/\text{м}$; $a_1 = 1,5 \text{ м}$; $b_1 = 3,05 \text{ м}$; $a_2 = b_2 = 1,3 \text{ м}$; $a_3 = 1,2 \text{ м}$; $b_3 = 1,4 \text{ м}$; $l_{p1} = l_{p2} = 0,9 \text{ м}$.

Пры руху трактара па волаку з сярэднеквадратычнай вышыняй няроўнасці $\sigma_n = 0,0439 \text{ м}$ і скорасці руху $v = 14,4 \text{ км/гадз}$ былі атрыманы наступныя значэнні параметраў ваганняў (табл. 5).

Табл. 5. Значэнні параметраў ваганняў

Параметры	Максімальныя значэнні		Стандарты	
	перамяшчэння, м	паскарэння, м/с ²	перамяшчэння, м	паскарэння, м/с ²
Ц.ц. сартыментавоза	0,0954	4,404	0,0283	2,107
Ц.ц. грузу	0,1281	5,352	0,0402	2,721
Пadoўж.-вугл.сартымент	0,0775	1,656	0,0101	0,755
Пadoўж.-вугл.балансіра	0,0663	12,522	0,0334	5,522
Пadoўж.-вугл.грузу	0,0784	2,532	0,0280	1,113

Форма аналізу разлікаў можа быць рознай і залежыць ад пастаўленай задачы. Дадзім сціслую ацэнку эфектыўнасці падрысорвання платформы з сартыментам. Аналіз грунтуецца на ацэнцы параметраў ваганняў, атрыманых пры вар'іраванні скорасцей руху, масы грузу, значэнняў жорсткасці падвескі і іншых параметраў. Гэтыя вынікі не прыводзяцца ў поўным аб'ёме, аднак для прыкладу на

рис.22 показаны спектральные трываласці вертыкальных паскарэнняў цэнтра цяжару трактара без падрысорвання платформы і з яе падрысорваннем.

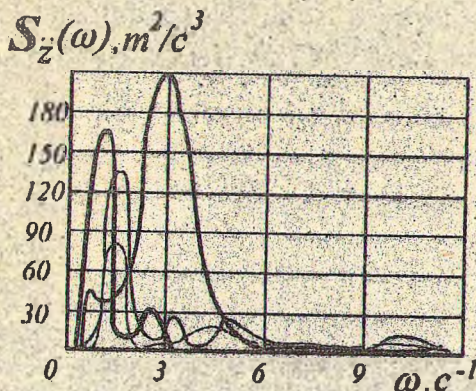


Рис.22. Значэнні спектральнай шчыльнасці вертыкальных паскарэнняў цэнтра цяжару трактара пры $v=1,8$ км/гадз (крывая 1,3); $v=3,6$ км/гадз (крывая 2,4); 3,4 - платформа падрысорваная; 1,2 - платформа не падрысорваная

З графікаў відаць, што максімуы спектральных шчыльнасцей пры $v = 1,8$ і $3,6$ км/гадз выяўляюцца ў дыяпазоне частот $0,9...2,1$ і адпаведна $2,1...5,9$ c^{-1} . Абсалютныя значэнні максімумаў пры $v = 1,8$ км/гадз. склалі 7 m^2/c^3 пры адсутнасці сістэмы падрысорвання. Пры павелічэнні скорасці руху да $3,6$ км/гадз значэнні максімумаў спектральных шчыльнасцей рэзка ўзрастаюць. Так, пры непадрысоранай платформе $S(\omega)_н$ складае 31 , а пры падрысоранай - 24 m^2/c^3 .

Прыведзеныя на рис. 22 даныя, а таксама даныя ўсяго комплексу вынікаў разліковага эксперымента даюць надставу лічыць, што ўвядзенне падрысорвання ў платформу зніжае дынамічную напружанасць і істотна павышае плаўнасць ходу трактара. Так, пры $v = 3,6$ м/гадз $S(\omega)_н$ зніжаецца ў $1,3$ раза. У разглядаемым скорасным дыяпазоне $1,8 ...14,4$ км/гадз з нагрузкай $6,8$ m^3 пры значэнні жорсткасці падрысорвання платформы $c_1 = c_2 = 1100$ кН/м і $k_1 = k_2 = 9$ кН $\cdot$ c^2/m адбываецца паліпшэнне плаўнасці ходу трактара-сартыментавоза на $15...20\%$.

9. ПРАХОДНАСЦЬ КОЛАВЫХ І ГУСЕНІЧНЫХ МАШЫН

Праходнасць з'яўляецца адным з найважнейшых паказчыкаў уласцівасцей лясной машыны. Пад праходнасцю лясной машыны падразумяецца здольнасць надзейна і ўстойліва рухацца ў найбольш цяжкіх эксплуатацыйных умовах, забяспечваючы пры гэтым зададзены эканамічны эффект.

У якасці абагульняючага паказчыка праходнасці выкарыстоўваюць так званы фактар праходнасці:

$$П = \frac{Q_m S_m}{t_m g_m} / \frac{Q_{m0} S_{m0}}{t_{m0} g_{m0}}$$

дзе Q_m , Q_{m0} - карысныя нагрузкі пры руху па эталонным цяжкапраходным маршруце і адпаведна па ўчастку дарогі з цвёрдым пакрыццём; t_m , t_{m0} - час руху па цяжкапраходным маршруце і адпаведна па дарозе; g_m , g_{m0} - расход паліва на маршруце і адпаведна на дарозе.

Чым большае значэнне $П$, тым вышэй праходнасць машыны.

Геаметрычныя паказчыкі: дарожны прасвет (клірэнс); радыусы падоўжнай і папярэчнай праходнасці; вуглы ўезду для колавых машын і вуглы нахілу пярэдняй і задняй частак гусенічнай машыны - для гусенічных; радыус гарызантальнай праходнасці.

Асноўнымі крытэрыямі цягава-апорнай праходнасці з'яўляюцца сярэдні нармальны ціск на грунт, каэфіцыенты супраціўлення руху f і сцяплення ϕ . З павелічэннем ціску на грунт узрастаюць дэфармацыя грунту і энергазатраты на ўтварэнне каляіны.

Для папярэдняй ацэнкі праходнасці па цягава-апорных уласцівасцях выкарыстоўваюць залежнасць для адноснага запasu цягі па сцяпленні з грунтам:

$$P_{0.0} = 1 - f / (\phi K_{0.0})$$

дзе $K_{0.0}$ - удзельная сіла цягі па рухавіку: $K_{0.0} = P_{0.0} / G$.

Для гусенічных машын (рыс. 23) сярэдні ціск гусеніц на грунт вызначаецца па формуле

$$q_0 = \frac{G_0}{b(S_{r1} + S_{r2})}$$

дзе G_0 - вага машыны, што прыпадае на адзін борт; b - шырыня гусеніцы; S_{r1} , S_{r2} - даўжыня ўчастка гусенічнага абводу, на якім адбываецца дэфармацыя грунту.

Ва ўмовах лесасек каэфіцыент супраціўлення качэнню тралёва-важных гусенічных трактароў вызначаецца па залежнасці

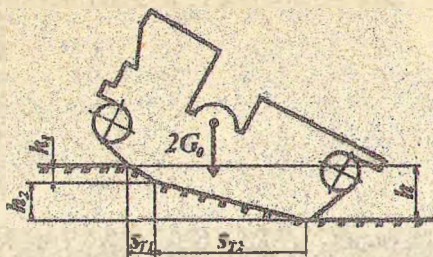


Рис.23. Схема руху гусеничної машини на деформованому ґрунті

$$f = 0,04 + 0,83 \frac{h_k}{l} \sqrt{\frac{a}{t}},$$

дзе h_k - найбільша деформація ґрунту під опорним катком; a - шаг опорних каткоу; t - шаг зв'язки гусениці; l - довжина паверхні катка з ґрунтам.

Працес утварення калієни шматкатковим гусеничним або колавым трактарам вельмі добра апісваєцца ўраўненнем

$$h = 1,1 \frac{1 - \mu^2}{E} b \chi^{0,385} q \left(\frac{E_{\text{сп}}}{E_{\text{с}} + \beta q n} + \frac{q}{q_s - q} \right),$$

дзе q - максімальны ціск на ґрунт, МПа; n - лік праходаў рухача; b - шырыня апорнай паверхні, м; μ - модуль падоўжнага расшырэння ґрунту; β - каэфіцыент, які залежыць ад μ : $\beta = 1 - 2\mu^2 / (1 - \mu)$; χ - адносіны даўжыні дэформатара да яго шырыні; $\chi = l_k / b$; e - каэфіцыент спіскання ґрунту; E - модуль дэформацыі, МПа.

Для колавых машын сярэдні ўмоўны ціск кола на ґрунт можна вызначыць па формуле

$$q_i = P_i / 10^6 \cdot \sum_{i=1}^n F_{k i},$$

дзе $\sum_{i=1}^n F_{k i}$ - контурная плошча кантакту n колаў i -й восі; P_i - нагрузка на i -ю вось.

Контурная плошча кантакту колаў з ґрунтам, калі ўявіць яе ў эліпсападобнай форме, вызначаецца з дастатковай дакладнасцю па формуле

$$F_{k i} = \pi (0,5 D_i - r_{0 i}) \sqrt{D_i B_i},$$

дзе D_i - вонкавы дыяметр колаў i -й восі; B_i - шырыня профілю адпаведнага кола; $r_{0 i}$ - статычны радыус кола i -й восі.

Нагрузка на ось не повинна переважувати $P_{\text{пр}}$, яка роўная

$$P_i = 120 q_{\text{пр}} \sum_{i=1}^n \sqrt{D_i^3 B_i},$$

дзе $q_{\text{пр}}$ - унутраны ціск у шыне і-й восі, МПа.

Лімітная нагрузка $P_{\text{пр}}$ вызначаецца з умовы, што радыяльная дэфармацыя шыны пры яе апоры на цвёрдую паверхню з ціскам у пяці кантакту, роўным $q_{\text{пр}}$, складае 3,5 % вонкавага дыяметра кола.

Згодна з лінейным законам дэфармацыі грунту, максімальны ціск можна паказаць як

$$q_{\text{max}} = 2P_k / (b \cdot l_k),$$

дзе P_k - нагрузка на кола, кН; b - шырыня апорнай паверхні; l_k - даўжыня апорнай паверхні.

З улікам гэтага глыбіню каляіны пры ўмове, калі ціск паветра ў шыне не перавышае нясучую здольнасць грунту, можна вызначыць па залежнасці

$$h_r = 1,1 \frac{1 - \mu^2}{E} b \chi^{0,385} \cdot q_{\text{max}}.$$

Тэхнічныя характарыстыкі шин, якія могуць быць устаноўлены на лясной машыне тыпу 4К4 і 6К6 класа цягі 2...3, прыведзены ў табл.6.

Табл. 6. Тэхнічныя характарыстыкі шин

Параметры	15,5R-36	23,1-26	30,5-32	71x47,00-25
Вонкавы дыяметр, м	1,57	1,63	1,79	1,8
Шырыня профілю, м	0,394	0,605	0,775	1,2
Вышыня профілю, м	-	0,494	0,486	0,582
Маса шыны, кг	137	225	360	400
Статычны радыус, м	0,73	0,735	0,82	0,76
Унутраны ціск, МПа	0,29	0,17	0,16	0,13
Максімальная нагрузка, кН	29	36	48	60
Радыяльная дэфармацыя, м	0,055	0,065	0,08	0,14
Плошча кантакту шыны з грунтам, м ²	0,219	0,366	0,548	1,055

У большасці замежных колавых трактароў ціск на грунт змяняецца ў межах 75...150 кПа. У транспартна-пагрузачнай машыне ЛТ-189 вытворчасці КарНІЛП максімальны ціск на грунт роўны 100 кПа. У гусенічных машынах ён складае 40...60 кПа. Пры прымяненні пнеўмагусеніц на колавых трактарах ціск на грунт можа быць зніжаны да 35...75 кПа.

ЛІТАРАТУРА

- 1.Полищук А.П. Валка леса.- М.: Лесн. пром-сть, 1964.
- 2.Жуков А.В. Проектирование лесопромышленного оборудования.- Мн.: Вышэйш. шк., 1990.
- 3.Артамонов Ю.Г.Проектирование технологического оборудования манипуляторных лесных машин.- Л.: ЛТА, 1985.
- 4.Орлов С.Ф. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках.- М.: Гослесбумиздат, 1963.
- 5.Жуков А.В., Кадолко Л.И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.- Мн.: Наука и техника, 1978.
- 6.Жуков А.В., Леонович И.И. Колебания лесотранспортных машин.- Мн.: БГУ, 1973.
- 7.Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля.- М.: Машиностроение, 1972.
- 8.Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя. - М.: Машиностроение, 1980. - Т. 3.
- 9.Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин.- М.: Машиностроение, 1972.
- 10.Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть/ Под ред. А.И.Гришкевича.- Мн.: Вышэйш. шк., 1987.
- 11.Баринов К.Н. Проектирование и расчет специальных лесных машин.- Л.: ЛТА, 1983.
- 12.Люманов Р. Машинная валка леса.- М.: Лесн. пром-сть, 1990.
- 13.Кушляев В.Ф. Конструктивные особенности и применение захватно-срезающих устройств.- Л.: ЛТА, 1981.

ЗМЕСТ

Уводзіны	3
1. Заданне на курсавое праектаванне.	4
2. Схема распрацоўкі лесасекі і выбар сістэмы машын	5

3. Канструктыўная схема тэхналагічнага абсталявання і патэнтны пошук	5
4. Агульная кампаноўка машын, вызначэнне нагрузак на шасі і тэхналагічнае абсталяванне	6
4.1. Агульныя прыцыпы кампаноўкі	6
4.2. Ацэнка спосабаў транспартавання драўніны	8
4.3. Вызначэнне нагрузак на апоры корпуса машыны, аналіз кампаноўкі	12
5. Вызначэнне нагрузак пры выкананні работ апераций	15
5.1. Агульныя заўвагі	15
5.2. Вызначэнне намаганняў пры восевым перамяшчэнні дрэваў	15
5.3. Вызначэнне намаганняў пры валцы дрэваў	18
5.4. Вызначэнне імпульсаў ударных сіл пры падзенні дрэваў	24
5.5. Ацэнка дынамічнага ўзаемадзеяння ў сістэме "тэхналагічнае абсталяванне - прадмет працы"	28
6. Устойлівасць лесатранспартных сістэм	30
7. Манеўранасць	37
8. Плаўнасць ходу лесатранспартных машын	46
9. Праходнасць колавых і гусенічных машын	54
Літаратура	57

АСНОВЫ ПРАЕСТАВАННЯ ЛЯСНЫХ МАШЫН

Складальнікі: Жукаў Анатолій Васільевіч,
Гараноўскі Андрэй Раманавіч,
Можаў Сяргей Пятровіч,
Клокаў Дзмітрый Віктаравіч

Рэдактар І.В.Старавойтава. Карэктар Р.М.Рабая.

Паплісана па друку 15.02.96. Фармат 60х84¹/16.

Друк афсетны. Ум. прук. арк. 3,7. Ум. фарба-адбіт. 3,7. Ул.-выд. арк. 3,2.

Тыраж 200 экз. Заказ 54 .

Беларускі дзяржаўны тэхналагічны ўніверсітэт.

220630, Мінск, Святловова, 13а.

Аддрукавана на ратапрынце Беларускага дзяржаўнага тэхналагічнага
ўніверсітэта. 220630, Мінск, Святловова, 13.