

+ 630<sup>x</sup>  
A 90

Міністэрства адукацыі і навукі Рэспублікі Беларусь  
БЕЛАРУСКИ ДЗЯРЖАЎНЫ ТЭХНАЛАГІЧНЫ УНІВЕРСІТЭТ

Кафедра лясных машын і тэхналогіі лесанарыхтовак

## АСНОВЫ ПРАЕКТАВАННЯ ЛЯСНЫХ МАШЫН

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

У 2-х частках

Частка II

Мінск 1995

УДК 630.36.001

Разгледжаны і рэкамендаваны да выдання рэдакцыйна-  
выдавецкай радай універсітэта

Складальнікі: А.В. Жукаў, А.Р. Гараноўскі,  
С.П. Мохаў, Дз.В. Клокаў

Навуковы рэдактар дацэнт А.І. Смяян

Рэцэнзенты: кандыдат тэхнічных навук, інжынер-  
канструктар ВА МТЗ В.Г. Ермалён  
кандыдат тэхнічных навук, стар  
выкладчык каф. транспарту лесу Б  
М.Т. Наскавец

Бібліятэка БГТУ



У другой частцы разгледжаны пытанні выканання раздзелаў  
курсавага праекта па канструванні вузлоў і трываласныя разлікі  
лясных машын.

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

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

©

Беларускі дзяржаўны тэхналагічны  
універсітэт, 1995

©

Складанне. Калектыў аўтараў, 1995

назва

Содержание и объем задания

№ п.п.

## 10. КАНСТРУЯВАННЕ ВУЗЛОЎ І ТРЫВАЛАСНЫЯ РАЗЛІКІ

### 10.1. Разлік элементаў хадавой часткі лясных машын

Падвеска колавых машын. Да падвесак машын прад'яўляюць наступныя спецыфічныя патрабаванні: дастатковы статычны прагін; дастатковы дынамічны прагін; забеспячэнне правільнай кінематыкі кіруемых колаў пры іх вертыкальных перамяшчэннях; перадача падоўжных і папярочных намаганняў; хуткае затуханне ваганняў падрысораных мас. З улікам пералічаных патрабаванняў і выконваецца канструяванне элементаў падвескі: накіравальных устройстваў, пругкіх элементаў, амартызатараў.

Статычны прагін падвескі  $f_c$  у многім вызначае плаўнасць ходу транспартнай сістэмы пры руху на роўных дарогах з цвёрдай паверхняй. Ён можа быць набліжана вызначаны па парцыяльнай частаце падвескі:

$$n = 300/\sqrt{f_c}.$$

Для грузавых аўтамабіляў статычны прагін падвескі выбіраюць у межах 80...120 мм. Статычны прагін падвескі задніх колаў аўтамабіляў, як правіла, прымаюць некалькі большым, чым пярэдніх. Дынамічны прагін  $f_c$  прымаюць такім, каб верагоднасць удараў пры руху машыны ў цяжкіх дарожных умовах была мінімальнай.

Тып падвескі выбіраецца ў залежнасці ад тыпу і прызначэння машыны. Для машын, вага якіх пры эксплуатацыі змяняецца ў значных межах, мэтазгодна праводзіць рэгуляванне жорсткасці падвескі ў залежнасці ад велічыні нагрузкі. Найбольш проста гэта здзейсніць пры пнеўматычным пругкім элеменце з дадатковым паветраным рэзервуарам. Для падтрымання пастаяннай вышыні падрысораных мас са змяненнем нагрузак аўтаматычна абумоўліваецца адпаведнае змяненне ціску паветра ў балонах.

Пры мяккай падвесцы ў выпадку дзеяння бакавых знешніх сіл транспартная сістэма можа згубіць устойлівасць з-за бакавога крэну падрысораных мас. Становіцца восі крэну абумоўліваецца суадносінамі вуглавых жорсткасцей пярэдняй і задняй падвесак. Неабходныя для памяншэння вугла бакавога крэну суадносіны жорсткасці дасягаюцца ўстаноўкай аднаго ці двух стабілізатараў.

Для правядзення разлікаў нам неабходна ведаць сілы, што дзейнічаюць на элементы падвескі. Напрамак і велічыня гэтых сіл вызначаюць напружанне ў асобных дэталях. У аснову разліку кладуцца сілы, якія дзейнічаюць у пляме кантакту кола з дарогай: вертыкальная  $R$ , бакавая  $Y$  і падоўжная  $P$ . Велічыня сіл  $R$  і  $Y$  пры пра-

КНХ

Р А  
ВІСЬ  
ВІСЬ  
ВІСЬ



малінейним раўнамерным руху залежыць ад характару паверхні дарогі. Палоўная сіла  $P$  залежыць як ад вертыкальных сіл, г.зн. круцячага моманту рухавіка, так і ад знешніх (тармазнога моманту). Вертыкальная сіла  $R_y$  пры руху па няроўнай дарозе вызначаецца пры рашэнні задачы плаўнасці ходу для колаў і - й восі з суадносін  $R_{y1} = c_{ст}(\xi_1 - q_1)$ , дзе  $c_{ст}$  - жорсткасць шыны;  $\xi_1$  - перамяшчэнне непадрысоранай масы;  $q_1$  - вышыня няроўнасці дарогі.

Поўная вертыкальная сіла  $R_m = R_{y1} + Z_1$ , дзе  $Z_1$  - статычная нагрузка на кола, якая вызначаецца па методыцы, выкладзенай у [7].

Нагрузкі  $P_n$ , што дзейнічаюць на пругкія элементы падвесак рознага тыпу, звычайна ўстанаўліваюць, карыстаючыся наступнымі агульнымі залежнасцямі:

для залежнай падвескі з неразразным мастом

$$P_n = R_n - mg / 2,$$

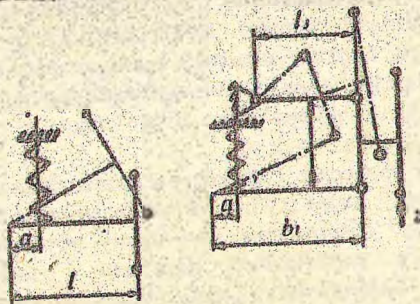
дзе  $m$  - маса непадрысораных частак (маст з коламі);

для незалежнай падвескі адпаведна з адным ці двума рычагамі (рыс.24):

$$P_{n1} = (R_n - m_k g) L / a;$$

$$P_{n2} = (R_n - m_k g) l_1 / a,$$

дзе  $m_k$  - маса кола і часткі накіравальнага ўстройства падвескі;  $a$  - адлегласць ад восі павароту рычага да восі спружыны;  $l_1$  - даўжыня папярочнага рычага падвескі.



Рыс.24. Схемы незалежных падвесак з папярочнымі рычагамі

Дадзеныя сілы выклікаюць рэакцыі ў шарнірах калывальнага рычагоў, слізгаючых апорах свечачнай падвескі і ў разнастайных элементах падвескі неразразных восей або шарніраў накіравальных рычагоў пры незалежнай падвесцы колаў. Пры раскладанні дзеючых сіл на сілалальныя ў залежнасці ад канструкцыі падвескі і робіша



розлік яе элементаў на трываласць. Пры разліках на сталыяльную трываласць транспартная машына разглядаецца ў становішчы, якое адпавядае поўнай нагрузцы.

Пры разліку ліставых рысор уплывам гарызантальнай складальнай рэакцыі початкі, што з'яўляецца з-за яе нахілу, грэбуюць. Тады страпу прагіну рысоры можна вызначыць з выразу

$$f = \delta \frac{b_1^2 b_2^2 P_n}{3EJ_0 B} \quad (21)$$

дзе  $b_1$  і  $b_2$  - адлегласць ад цэнтра рысоры да восей перадняга і задняга рысорных вушак, для сіметрычнай рысоры  $b_1 = b_2$ ;  $B$  - даўжыня рысоры;  $E$  - модуль пругкасці;  $J_0$  - момант інерцыі сцяжніцы, размешчанага ля цэнтральнага багта рысоры;  $\delta$  - каэфіцыент, што залежыць ад канструкцыі канцоў рысоры.

У канструкцыі канцоў рысоры, што робяць яе больш мяккай, каэфіцыент  $\delta$  павышаецца. Ён залежыць таксама ад канструкцыі драбінак і хамутаў, ад адлегласці паміж імі. У выпадку, калі карэнны ліст значна даўжэй за другі,  $\delta$  прымаюць роўным 1,4.

Момант інерцыі  $J_0$ , які ўваходзіць у формулу (21), роўны

$$J_0 = \frac{b}{12} \sum h_i n_i^3$$

дзе  $b$  - шырыня лістоў рысоры;  $n_i$  - лік лістоў таўшчыняй  $h_i$ .

Пры выбары папярочнага сцяжніцы лістоў пажадана прытрымлівацца суадносін  $6 < b/h < 10$ . Лік лістоў рысоры выбіраюць звычайна ад 6 да 14, іншым разам да 20.

Напружанне, якое дапускаецца пры максімальным дынамічным прагіне, не павінна перавышаць 90...100 МПа, пры статычным прагіне, роўным 80...150 мм, дапушчальнае напружанне прымаецца роўным 40...50 МПа.

Напружанне  $\sigma$  у рысоры вызначаецца па формуле

$$\sigma = \frac{3}{2 \cdot \delta} \cdot \frac{E h_n f}{b_1 b_2}$$

дзе  $h_n$  - таўшчыня карэннага ліста.

Пры разліках падвескі з асноўнымі і дадатковымі рысорамі на грузкі на іх размяркоўваюцца прапарцыянальна іх жорсткасці.

Прагін спружыны  $f_n$  вызначаецца па сіле сціскання:

$$f_n = \frac{8D^3 P_n}{d^4 G_n}$$

дзе  $D$  - сярэдні дыяметр спружыны;  $d$  - дыяметр прутка;  $i$  - рабочы лік віткоў;  $G_k$  - модуль пругкасці пры кручэнні.

Даўжыня  $l_0$  стрыжня тарсённых падвесак вызначаецца па вугле закручванняў  $\gamma_k$ :

$$l_0 = \gamma_k \frac{G_k d_0}{2\tau},$$

дзе  $d_0$  - дыяметр сячэння стрыжня.

Дапушчальнае напружанне на кручэнне  $\tau$  у стрыжні прымаецца такім жа, як і пры разліку спружын. Вугал закручвання вызначаецца па закручвальным моманце.

Пнеўматычны пругкі элемент разлічваецца па сіле сціскання  $P_n$ . Сіла сціскання, выражаная праз эфектыўную плошчу балона, роўная

$$P_n = p \cdot F,$$

дзе  $p$  - унутраны лішкавы ціск у балоне пры любым яго становішчы.

Ціск  $p$  у балоне вызначаецца па формуле

$$p = (p_0 + 1) \cdot \left( \frac{V_0}{V} \right)^{k_n} - 1,$$

дзе  $p_0$  - унутраны ціск у балоне пры статычнай нагрузцы;  $V_0$  - сумарны аб'ём балона і дадатковага рэзервуара ў статычным становішчы;  $k_n$  - паказчык палітропы (1,3...1,35);  $V$  - аб'ём балона і рэзервуара ў разліковым становішчы.

Выбар рацыянальных значэнняў жорсткасці падвескі і каэфіцыентаў затухання можна рабіць, разглядаючы рух транспартнай сістэмы па няроўнасцях дарогі і рашаючы дыферэнцыяльныя ўраўненні, якія апісваюць ваганні яе масы. Сіла супраціўлення ваганням ствараецца амартызатарамі, трэннем у шарнірах падвескі і міжліставым трэннем рысор.

Звычайна ацэнку затухання ваганняў выконваюць па адносным каэфіцыенце затухання  $\psi$ :

$$\psi = k / \sqrt{cM},$$

дзе  $k$  - каэфіцыент супраціўлення падвескі;  $c$  - жорсткасць падвескі;  $M$  - непадрасорная маса, што прыходзіцца на кола.

Адносны каэфіцыент затухання сучасных аўтамабіляў змяняецца ў межах 0,15...0,26.

Як указвалася, інтэнсіўнасць затухання залежыць у асноўным ад каэфіцыента супраціўлення амартызатара  $k_d$ . Для тэлекалічнага



амартызатара, устаноўленага ўнутры пружыны, каэфіцыент супраціўлення роўны

$$k_d = \frac{P_n}{v_a} \left( \frac{d}{l_1} \right)^2,$$

дзе  $v_a$  - скорасць перамяшчэння поршня амартызатара.

Пры ўстаноўцы рычажнага амартызатара па схеме, паказанай на рыс.25,  $k_a$  вызначаецца па формуле

$$k_a = \frac{P_n}{v_a} \left( \frac{e}{h} \right)^2.$$

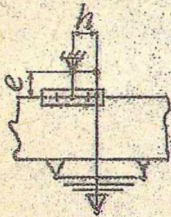
Пры ходзе сціскання ў сучасных гідраўлічных амартызатарах развіваецца меншае намаганне, чым пры ходзе аддачы. Разліковая скорасць  $v_a$  прымаецца роўнай 20...30 м/с.

Асноўныя памеры амартызатара вызначаюцца з ураўнення

$$A = 427 \alpha F (T_{a \max} - T_a) t,$$

дзе  $A$  - работа, паглынутае амартызатарам за час  $t$ ;

$$A = N_p t / 100,$$



Рыс.25. Схема рычажнага гідраўлічнага амартызатара

$N_p$  - магутнасць, якая паглынаецца амартызатарам;  $\alpha$  - каэфіцыент цеплааддачы ( 50...60 ккал/м град.ч);  $F$  - паверхня вонкавых сценак амартызатара;  $T_{a \max}$  - тэмпература вонкавых сценак пры рабоце на працягу адной гадзіны ( $T_{a \max} = 120...130^\circ$ );  $T_a$  - тэмпература навакольнага асяроддзя.

Паверхня  $F$  даўжынёй  $l_a$  і знешнім дыяметрам  $D$  тэхналагічнага амартызатара звязана суадносінамі

$$F = \pi D (0,5D + l_a).$$

**Падвеска гусенічных машын.** У залежнасці ад спосабу злучэння апорных каткоў з каркасам трактара іх падвескі падзяляюцца на жорсткія, паўжорсткія і пругкія. Схема паўжорсткай падвескі прыведзена на рыс.26.

На накрывальнае ўстройства пры павароце трактара дзейнічаюць наступныя сілы і моманты:  $P_T$  - сіла папярэдняга нацяжэння гусенічнага ланцуга;  $P_K$  - датычная сіла цягі;  $M_c$  - момант супраціўлення павароту адных гусенічных цялежак;  $G'$  і  $G''$  - сіла вагі

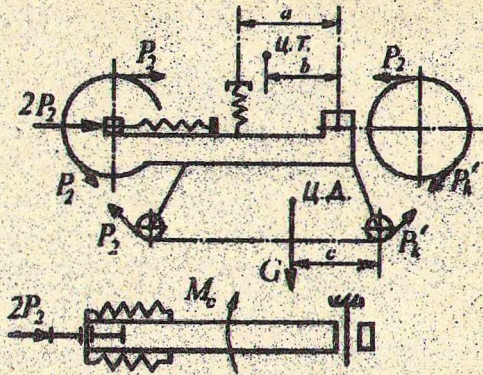


Рис. 26. Схема накіравальнага ўстройства гусенічнага трактара з паўжорсткай падвескай

трактара, дкая дзейнічае ў месцах злучэння цялежак гусеніц з каркасам трактара.

Момент  $M_c$  роўны

$$M_c = \mu \cdot 0,5G_k L_T / L,$$

дзе  $\mu$  - каэфіцыент супраціўлення павароту ( $\mu = 0,8$ );  $L$  - даўжыня апорнай паверхні гусеніц.

Калі ведаць велічыню і напрамак указаных сіл, то можна разлічыць цялежкі, вызначыць рэакцыі на падшыпніках, разлічыць вось качэння. Плечы рычагоў карэткі балансірнай падвескі і рэакцыям глебы на апорныя карэткі вызначаюць, задаючыся эпірай ціску на глебу. Элементы карэткі ралічаюць па вертыкальных рэакцыях, а таксама бакавых сілах, што ўзнікаюць на павароце. Бакавыя сілы вызначаюцца па формуле

$$R = 0,25\mu G_k L / k,$$

дзе  $G_k$  - вага, што прыпадае на каток;  $k$  - адлегласць ад сярэдзіны апорнай паверхні гусенічнага ланцуга да дадзенага апорнага катка.

Разлік пругкіх элементаў любых тыпаў падвесак гусенічных машын прынцыпова не адрозніваецца ад разліку пругкіх элементаў колавых машын. Разлік накіравальных устравяў індывідуальных падвесак гусенічнага трактара аналагічны разліку незалежнай падвескі аўтамабілю. З-за разнастайнасці канструкцый падвесак колавых і гусенічных машын, а таксама адрозненняў у пастаноўцы задач праектавання разлік пругкіх і амартызачных элементаў, а таксама



накірвальных устройстваў можа мець свае асаблівасці. Методыкі, што прымяняюцца, адрозніваюцца разнастайнасцю як у частцы размеркавання сілавых фактараў па асобных элементах сістэм падрысавання з улікам розных рэжымаў руху, так і ў частцы вызначэння памераў пругкіх элементаў, амартызатараў, рычагоў і інш.

Прыведзеныя вышэй залежнасці паказваюць толькі агульны падыход да выбару параметраў пругкіх элементаў падвесак і амартызатараў. Пры канструяванні канкрэтнай падвескі пасля выбару яе прынцыповай схемы разлік параметраў сістэмы падрысавання выконваецца індывідуальна з выкарыстаннем спецыяльнай літаратуры [10]. Разгледзім у якасці прыкладу разлік стралы прагіну рысоры ў свабодным стане і напружанні ў месцах зацяжкі пры сцягванні цэнтравым балтом. Памеры лістоў прыведзены ў табл. 7.

Радыус прагіну сабранай рысоры вызначым па формуле

$$R_0 = \frac{\sum_{i=1}^n Z_{ci} W_i}{\sum_{i=1}^n Z_{ci} W_i / R_i} \quad (22)$$

дзе  $n$  - лік лістоў рысоры;  $Z_{ci}$  - адлегласць ад нейтральнай восі слячэння  $i$ -га ліста рысоры да крайняга валакна, што працуе на расцяжэнне (палавіна таўшчыні ліста);  $W_i$  - момант супраціўлення выгіну  $i$ -га ліста;  $R_i$  - радыус крывізны  $i$ -га ліста рысоры.

Пасля падстаноўкі даных у формулу (22) атрымліваем

$$R_0 = 4,165 \cdot 10^{-2} / 2,48 \cdot 10^{-6} = 1,68 \text{ м.}$$

Напружанне зацяжкі ў карэнным лісце рысоры

$$\sigma_2 = \frac{E}{R_0} \cdot \frac{Z_{c01}}{R_1} (R_0 - R_1) = \frac{21 \cdot 10^5 \cdot 0,005}{1,68 \cdot 2,61} (1,68 - 2,61) = -222 \text{ МПа.}$$

Аналагічна знаходзяцца напружанні ў астатніх лістах рысоры. Атрымліваем:

Нумар ліста	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\sigma_2$ , МПа	-154	-22,5	32,3	4,85	52,5	104	109	109	109	109

Формула для вызначэння стралы прагіну рысоры ў свабодным стане мае выгляд

$$f_0 = \frac{L^2}{8R_1} - \frac{\sigma_{s1} L^2}{12EZ_{c1}}, \quad (23)$$

дзе L - даўжыня рысоры.

Пры падстаноўцы ў формулу (23) адпаведных даных атрымліваем

$$f_0 = \frac{1,3^2}{8 \cdot 2,61} + \frac{222 \cdot 1,3^2}{12 \cdot 21 \cdot 10^5 \cdot 0,005} = 0,11 \text{ м.}$$

Звычайна дакладныя характарыстыкі жорсткасці рысор і характарыстыкі супраціўлення амартызатараў вызначаюць эксперыментальным шляхам. Аднак пры праектаванні можа стаць задача іх разліковага вызначэння, для чаго выкарыстоўваюць спецыяльныя методы.

Табл. 7. Параметры лістоў рысоры

Найменне параметраў	Нумары лістоў										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Таўшчыня ліста, см	1,0	1,0	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8	0,8
Даўжыня ліста, см	130	130	114	100	86	74	62	50	42	33	25
Радыус прагіну, см	261	223	197	178,2	165,8	153,7	141,7	132,9	132,9	132,9	132,9
Момант супраціўлення выгіну, см <sup>3</sup>	1,08	1,08	0,882	0,882	0,882	0,882	0,882	0,692	0,692	0,692	0,692
Адлегласць паміж цэнтрамі вушак, см	130	130	130	130	-	-	-	-	-	-	-
Адлегласць паміж восьямі драбінак, см	-	-	-	-	12	12	12	-	-	-	-



Визначим, для прикладу, жорсткість листової рисори з наступними параметрами: довжина рисори  $L = 1100$  мм; довжина прорізання кінця рисори  $l_1 = 525$  мм; лік лістоу  $n = 13$ ; шириня і таушчиня лістоу аднолькава:  $b = 65$  мм;  $h = 6$  мм. Три верхні листи мають аднолькаву довжину. Довжина чвертаго листа  $850$  мм; довжина його прорізання кінця  $425$  мм. Момент інерції сячення аднаго листа рисори

$$J_{л} = \frac{\beta \cdot b \cdot h^3}{12} = \frac{0,854 \cdot 0,065 \cdot 0,006}{12} = 0,1 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

тут  $\beta$  - коефіцієнт форми сячення листа, примаєм  $\beta = 0,854$ .

$$\text{Сумарны момент інерції } J_p = n \cdot J_{л} = 13 \cdot 0,1 \cdot 10^{-8} = 1,3 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

Коефіцієнт форми рисори

$$\alpha_p = \frac{J_p}{3J_{л}} \cdot \frac{l_1^2}{l^2} \cdot \frac{(J_p - J_{л})}{3J_{л}} - 1,5 \cdot \frac{(J_p - J_{л})}{3J_{л}} \cdot \frac{l_1(l_1 - l)}{l^2} =$$

$$= \frac{1,3}{3 \cdot 0,1} \cdot \frac{0,425^2}{0,525^2} \cdot \frac{(1,3 - 0,1)}{3 \cdot 0,1} - 1,5 \cdot \frac{(1,3 - 0,1)}{3 \cdot 0,1} \cdot \frac{0,425(0,525 - 0,425)}{0,525^2} = 1,385$$

Коефіцієнт несиметричності

$$k_1 = l_1 / L = 0,525 / 1,1 = 0,477$$

Знойдзем жорсткість рисори:

$$c_p = \frac{3 \cdot E \cdot J_p}{\alpha_p \cdot k_1^2 (1 - k_1)^2 \cdot l^3} = \frac{3 \cdot 2,05 \cdot 10^6 \cdot 1,3 \cdot 10^{-8}}{1,385 \cdot 0,476^2 (1 - 0,476)^2 \cdot 1,1^3} = 69,7 \text{ кН/м}$$

## 10.2. Зразальныя і валачныя ўстройства

Зразальны механізм складаецца з рэжучага інструмента і, пры валцы, - механізма пасоўвання. Ён прызначаны для перарэзання ствалоу дрэваў. Валачныя ўстройства - ў выглядзе пікаючага рычага, кінна дамкрата; заціск-укладчык прадухіляе самаадвольнае падзенне дрэва і здымае нагрузку з рэжучага інструмента.

Для ўстанаўлення ўзгодненага рэжыму работы пілавальнага і валачнага органаў валачных і шматперарэцыйных машын неабходна ў адзіным камплекце ўлічваць усе ўплывовыя фактары. Да гэтых фактараў належыць наступныя:

- 1) момант часу ўключэння валачнага механізма;
- 2) скорасць пасоўвання пілавальнага органа ў працэсе рэзання;
- 3) дыяметр дрэва ў шпоскасі прапілу;
- 4) першапачатковы (натуральны) нахіл дрэва;

5) велічыня і характар змянення па часе намагання павалу дрэва;

6) ветравая і снеговая нагрузка і супраціўленне паветранага асяроддзя пры падзенні дрэва.

Дыферэнцыяльнае ўраўненне працэсу павалу дрэва, якое спалучае таксацыйныя і дынамічныя яго параметры, а таксама параметры гідрапрывода і тэхналогіі павалу, мае выгляд

$$\ddot{\varphi}_0 + \frac{B}{J_1} \dot{\varphi}_0^2 - K_0 \sin \varphi_0 = \frac{Q \pm B_0 \dot{\varphi}_0^m}{J_1} - \frac{GS\rho_r}{J_1(r - \rho_r)}$$

дзе  $\varphi_0$  - вугал адхілення ствала ад вертыкальнай восі;  $J_1$  - момант інерцыі дрэва адносна восі, што праходзіць праз плоскасць зрэзу перпендыкулярна восі ствала;  $Q$  - максімальны момант, утвораны валачным рычагам;  $B_0$  - скорасць напору ветравой нагрузкаі;  $G$  - вага дрэва;  $S$ ,  $r$ ,  $\rho_r$  - каэфіцыенты, якія ўлічваюць параметры гідрапрывода.

Каэфіцыенты  $B$ ,  $K_0$ ,  $B$  роўныя

$$B = \frac{Q}{J_1} + \eta q_m \frac{\varphi_0^m}{J_1^2}; \quad K_0 = \frac{Gh_0}{J_1}; \quad B = \eta \cdot q'_m.$$

дзе  $h_0$  - вышыня цэнтра цяжару дрэва;  $q_m$ ,  $q'_m$  - каэфіцыенты, якія вызначаюць каардынаты прыкладання ветравой нагрузкаі;  $m$  - паказчык ступені скорасці;  $\eta$  - каэфіцыент, роўны

$$\eta = C_w \rho (1,45 \cdot 10^{-5})^{2-m} (h q_s D_0)^m \cdot \frac{m}{2} \cdot \frac{h}{q^3}.$$

тут  $C_w$  - каэфіцыент аэрадынамічнасці;  $h$  - вышыня дрэва;  $\rho$  - шчыльнасць паветра;  $q_s$  - каэфіцыент плошчы кроны, які ўлічвае яе форму;  $D_0$  - дыяметр дрэва ў плоскасці зрэзу.

Для стварэння умоў узгодненага рэжыму работы механізма павароту неабходна, каб скорасць поршня гідрапрывода механізма павалу не залежала ад вонкавай нагрузкаі. Гэта значыць, што выхадная магутнасць помпы павінна ўваляць сабой лінейную функцыю ад нагрузкаі, што дасягаецца ўвядзеннем у гідрасістэму дыферэнцыяльнага клапана, дзякуючы чаму ціск вадкасці на выхадзе сістэмы мяняецца разам з выхадной нагрузкай па лінейным законе. Скорасць жа поршня будзе велічыняй пастаяннай, якая не залежыць ад нагрузкаі.

У якасці пераразальных элементаў рэжучых механізмаў прымяняюць нажы, пілы і фрэзы. Акрамя таго, прыцыпова магчыма таксама выкарыстанне для гэтай мэты вадзянога струменя высокага ціску, ультрагуку, распаленай ніткі і інш.



Нажавыя рэзальныя машыны не знаходзяць шырокага распаўсюджвання, нягледзячы на простую канструкцыю. Напрыклад, для пераразання дрэва дыяметрам 0,35 м неабходна намаганне парадку 140...150 кН, што патрабуе вялікай вагі рэзальнага механізма.

Круглыя дыскавыя пілы і фрэзы маюць як шэраг пераваг, так і недахопы, напрыклад магчымасць лёгкага заціску дыскавай пілы, значныя затраты магутнасці пры рэзанні фрэзай і г.д. Добрай якасцю фрэз з'яўляецца іх высокая прадукцыйнасць і трываласць.

Найбольш шырокае распаўсюджанне на валачных і шматаперацыйных машынах знайшлі ланцуговыя пілы. Яны забяспечваюць дастатковую прадукцыйнасць і зручнасць у эксплуатацыі.

Так, машына ВТМ-4 з бакавым размяшчэннем тэхналагічнага абсталявання забяспечана механізмам зразання з пілавальным ланцугом. Прывод пілавальнага ланцуга можа працаваць пры дапамозе гідрамотара М-10. Падача пілавальнай шыны выконваецца пры дапамозе гідраўлічнага цыліндра. Пілавальны механізм надзелены ўпорам, які забяспечвае спілоўванне дрэва без падпілу. Механізм зразання дазваляе зразаць дрэвы дыяметрам да 1 м.

Вызначэнне намагання, магутнасці рэзання і разлік колькасці абаротаў і элементаў ланцуговага пілавальнага механізма робіцца аналагічна разліку пераносных механічных ланцуговых піл, што прымяняюцца на індывідуальнай ручной валцы лесу.

У разліках на трываласць вызначаюць максімальнае намаганне  $S_{p \max}$ , якое адчувае пілавальны ланцуг у працэсе пілавання драўніны:

$$S_{p \max} = K_2 (K_d \cdot S_n + G_n),$$

дзе  $K_2$  - каэфіцыент запasu, што ўлічвае адцягванне пілавальнага ланцуга ад шыны пры развароце дрэва на пні ў працэсе павалу, палярочны выгін ланцуга, знос элементаў ланцуга ў працэсе эксплуатацыі і інш. ( $K_2 = 1,1$ );  $K_d$  - каэфіцыент, які ўлічвае дзеянне пульсуючых нагрузак ( $K_d = 1,5$ );  $G_n$  - інерцыйная нагрузка, якая ўзнікае пры імгненным спыненні рэзальнага апарата;  $S_n$  - намаганне на блокі пілавальнага ланцуга пры нармальнай магутнасці рухавіка.

Нагрузка  $G_n$  роўная

$$G_n = \frac{\pi n_1}{30 R_1 \tau} \sum_{i=1}^n J_i,$$

дзе  $\sum_{i=1}^n J_i$  - сумарны момант інерцыі вярчальных частак;  $\tau$  - час спынення вярчальных частак пры заціску ланцуговага рэзальнага апарата ў прапіле;  $R_1$  - радыус дзялільнай акружнасці вядучай зорачкі;  $n$  -

лік зсвінняў, якія адначасова ўдараюцца ў шыну;  $p_1$  - лік абаротаў зорачкі.

Для насоўвання шыны механізма зразання прымяняецца гідрацыліндр насоўвання, які мацуецца шарнірна, што дазваляе яму пава-рочвацца па меры насоўвання штока цыліндра.

Для вызначэння дыяметра гідрацыліндра насоўвання неабходна ведаць сілу насоўвання  $P_{надв}$ , здольную пераадолець момант сілы адціскання, г.зн. неабходна выконваць умову

$$P_{надв} > P_{отж} l_2 / l_1,$$

дзе  $P_{отж}$  - сіла адціскання;  $l_1$  і  $l_2$  - плечы дзеяння сіл  $P_{отж}$  і  $P_{надв}$  ( $l_2 / l_1 = 3,5 \dots 4,5$ ).

Сіла адціскання залежыць ад сілы рэзанія  $P_r$ , яна можа быць вызначана з суадносін  $P_{отж} = 0,6 \cdot P_r$ . З геаметрыі механізма насоўвання па намаганні насоўвання вызначаецца неабходны дыяметр гідрацыліндра.

Пры канструяванні рэзальных механізмаў асабліва ўвага павінна ўдзяляцца некаторым спецыфічным асаблівасцям іх работы. Зыходзячы з асаблівасці работы машыны на лесасецы, рэзальныя механізмы павінны валодаць высокай зносаўстойлівасцю і трываласцю, мець агароджу, якая будзе захоўваць іх ад удараў пры пераходах машыны ад дрэва да дрэва. Акрамя таго, павінна забяспечвацца беззаціскальнае рэзанне, перарэзанне ствалоў у вялікім дыяпазоне дыяметраў, невялікае намаганне рэзанія і насоўвання. Павінны забяспечвацца мінімальныя затраты часу на ўстаноўку механізма рэзанія і працэс рэзанія.

Зразанне дрэваў нажавымі зразальнымі ўстройствамі (НЗУ) выконваецца шляхам насоўвання шарнірна злучаных нажоў. Агульная методыка вызначэння параметраў НЗУ прыведзена ў працах [ 2, 11 ]. Ніжэй прыводзіцца прыклад разліку НЗУ для прахадных рубак з максімальным дыяметрам дрэва (бяроза) у плоскасці рэзу  $D = 0,26$  м.

**Зыходныя даныя:** таўшчыня нажавага палатна  $S = 0,01$  м; вугал завастрэння нажа  $\beta = 30^\circ$ ; ціск у гідрасістэме  $p_0 = 17$  МПа; аб'ёмная падача помпы  $Q = 60$  л/мін =  $0,001$  м<sup>3</sup>/с; дапушчальны час зразання дрэва  $t = 6$  с.

Максімальнае намаганне рэзанія для бярозы вызначаецца па формуле

$$P_r = (1,2D + 4D^2)(0,2 + 100S) \frac{P}{30} a_n a_t \cdot 10^5,$$

дзе  $a_n$  і  $a_t$  - каэфіцыенты, якія ўлічваюць уплыў пароды дрэва і



ушыў тэмпературы навакольнага паветра на намаганне рэзання; прымаем  $a_u = 1,4$ ;  $a_r = 1,2$ .

Пасля падстаноўкі даных атрымаем

$$P_p = (1,2 \cdot 0,26 + 4 \cdot 0,26^2) (0,2 + 1) \cdot 1,4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 = 115 \text{ кН.}$$

Пры аднаажавым НЗУ ( рис.27 ) дыяметр цыліндра  $D_n$  у выпадку яго работы штокавай поласцю і пры  $D_n^2 / d^2 = 0,16$  (дзе  $d$  - дыяметр штока) будзе роўны

$$D_n = \sqrt{\frac{4P_p(h_p/h_u)}{\rho_s \pi [1 - (d^2/D_n^2)]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 115000}{17 \cdot 10^6 \cdot 3,14(1 - 0,16)}} \cdot \sqrt{\frac{h_p}{h_u}} = 0,1 \sqrt{\frac{h_p}{h_u}}$$

Пры  $h_p / h_u = 2$  дыяметр цыліндра  $D_n = 0,1\sqrt{2} = 0,141 \text{ м.}$

Дапушчальны ход штока

$$l_m = \frac{4 \cdot Q \cdot \gamma \cdot t}{\pi D_n^2 [1 - (d^2/D_n^2)]} = \frac{4 \cdot 0,001 \cdot 0,85 \cdot 6}{3,14 \cdot 0,141^2 (1 - 0,16)} = 0,395 \text{ м.}$$

Фактычны ход штока вызначаецца з кінематычнай схемы. Дапусцім, ён роўны  $0,15 \text{ м}$ , тады фактычны час зразання дрэва роўны

$$t = \frac{\pi \cdot D_n^2 [1 - (d^2/D_n^2)] l_m}{4 \cdot Q \cdot \eta} = \frac{3,14 \cdot 0,141^2 (1 - 0,16) \cdot 0,15}{4 \cdot 0,01 \cdot 0,85} = 2,3 \text{ с.}$$

Такім чынам, час зразання меншы за дапушчальны. Магчыма выкарыстанне двух паралельна злучаных гідрацыліндраў. У гэтым выпадку дыяметры іх можна знайсці па формуле

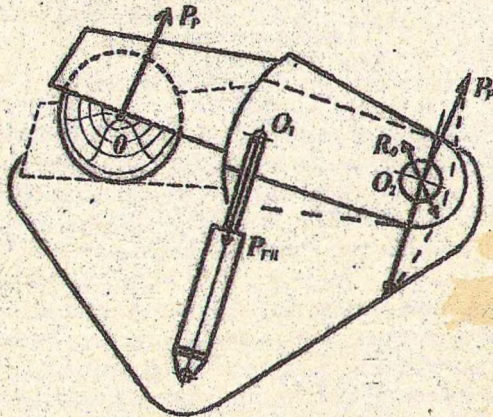


Рис.27. Разліковая схема аднаажаваго НЗУ

$$D_n = \sqrt{\frac{2 \cdot P_p \cdot (h_p/h_n)}{P_o \pi [1 - (d^2/D_n^2)]}}$$

Після підстановки ліквих значення параметраў атрымаем

$$D_n = \sqrt{\frac{2 \cdot 115000 \cdot 2}{17 \cdot 10^6 \cdot 3,14(1 - 0,16)}} = 0,102 \text{ м.}$$

Прымаем  $D_n = 0,10 \text{ м.}$

Намаганне на штоку гідрацыліндра роўнае  $P_{ш} = P_p \cdot h_p / h_n = 115 \times 2 = 230 \text{ кН.}$  Рэакцыя  $R_o$  у шарніры  $O_2$ , вызначаная з разліковай схемы, з улікам рэальных вуглоў нахілу сіл  $P_p$  і  $P_{ш}$  роўная 115 кН.

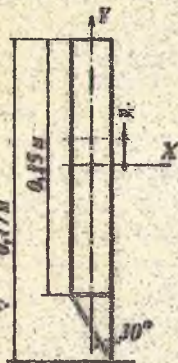


Рис. 28. Разліковае сячэнне нажа

Небяспечнае сячэнне I-I знаходзіцца ў месцы залады ляза ў абойму (рис. 28). Сячэнне нажа вызначаецца з улікам выгінальнага моманту у сячэнні I-I і датычнай сілы  $Q_k$ . Выгінальны момант пры  $h = 0,2 \text{ м}$  роўны  $M_b = P_r = 115 \cdot 0,2 = 23 \text{ кН.}$  Датычная сіла  $Q_k = P_p = 115 \text{ кН.}$  З улікам рис. 28 плошча сячэння  $S_c = 0,0016 \text{ м}^2$ , зрушэнне цэнтры цяжару сячэння за кошт кліна  $u_c = 0,0061 \text{ м,}$  момант інерцыі сячэння адносна восі X  $J_x = 3,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$

Нармальнае напружанне ў сячэнні

$$\sigma = \frac{M_b}{J_x} u_{\max} = \frac{230000}{3,6 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,00889 = 567 \text{ МПа.}$$

Датычнае напружанне

$$\tau = \frac{1,5 \cdot P_p}{S_o} = \frac{1,5 \cdot 115000}{0,0016} = 108 \text{ МПа.}$$

У адпаведнасці з агульнымі правіламі выконваецца таксама разлік правушын з умовы рэальнага  $R_o$  і дапушчальнага ціску ва ўтулках. Прымаючы дапушчальны ціск на ўтулкі 60 МПа, атрымаем: шырыня правушын  $b_1 = 0,022 \text{ м;}$  шырыня ўтулкі  $b_2 = 0,045 \text{ м;}$  агульная шырыня правушын без уліку зазораў (даўжыня пальца)  $2 b_1 + b_2 = 0,09 \text{ м.}$

Разлік валачных устройстваў робіцца з улікам асаблівасцей канструкцыі і параметраў разліковага дрэва, а таксама супраціўлення недапільна ствала, магчымай ветравой і снегавой нагрузкам.

Пры канструяванні валачных механізмаў неабходна выконваць наступныя асноўныя патрабаванні: забеспячэнне палкі ў пэўным за-



дадзеным напрамку, надзейная ўстойлівасць ствала да моманту валкі, выключэнне сколаў, расшчэпу і інш.

Разлік валачных устройстваў робіцца на намаганне, якое стварае сумарны момант  $M_{\Sigma}$  ад вагі надземнай часткі дрэва, ветравой і снегавой нагузак, супраціўлення недапілу ствала.

Намаганне, якое неабходна прыкладасі да дрэва  $P = M_{\Sigma} / L_p$ , дзе  $L_p$  - адлегласць ад плоскасці прапілу да пункта прыкладання сілы  $P$ .

У якасці асноўных складальных  $M_{\Sigma}$  выступаюць моманты сіл гравітацыі з прычыны адхілення восі ствала ад вертыкалі і ветравой нагузкі:

$$M_{\Sigma} = m_d \cdot g \left( h_T \sin \varphi_0 + \frac{D}{2} \right) + c_m \frac{\rho v^2}{2} S_{кр}, \quad (24)$$

дзе  $m_d$  - маса дрэва;  $h_T$  - вышыня цэнтра цяжару дрэва;  $\varphi_0$  - вугал адхілення ствала ад вертыкалі;  $D$  - дыяметр дрэва;  $c_m$  - каэфіцыент моманту аэрадынамічных сіл (пры  $D = 0,3 \dots 0,4$  м і  $v = 8$  м/с  $c_m = 32 \dots 47$ );  $\rho$  - шчыльнасць паветра ( $\rho = 1,22$  кг/м<sup>3</sup>);  $v$  - сярэдняя скорасць ветру;  $S_{кр}$  - плошча мідзелю кроны.

Адным з перспектыўных спосабаў валкі з'яўляецца стварэнне валачнага моманту за кошт рэакцый пня, што цалкам разгружае маніпулятар ВПМ. Рэалізацыя такога спосабу можа здзяйсняцца пры дапамозе дамкратных устройстваў рознага тыпу [ 12 ]. Разгледзім прыклад разліку яго параметраў.

**Выходныя даныя:** дыяметр зразаемага дрэва на вышыні грудзей  $D_d = 0,44$  м; вышыня дрэва  $H = 28$  м; парода - елка; ціск у гідрасістэме  $p_0 = 15$  Мпа.

Зыходзячы з размерных параметраў, па спецыяльных табліцах знаходзім аб'ём дрэва  $V = 1,8$  м<sup>3</sup>. Маса дрэва  $m_d = k V$ , дзе  $k = 1,075$ . Тады  $m_d = 1,075 \cdot 1,8 = 1,94$  т. Прымаем  $c_m = 50$ , а плошчу мідзелю кроны знаходзім па формуле для елкі  $S_{кр} = 0,03 H^2 = 0,03 \cdot 28^2 = 24$  м<sup>2</sup>.

Узбуральны момант пры вугле нахілу ствала  $5^\circ$  і скорасці ветру  $v = 8$  м/с вызначым па формуле (24)

$$M_{\Sigma} = 1940 \cdot 9,81 \cdot \left( 0,4 \cdot 28 \cdot 0,087 + \frac{0,55}{2} \right) + 50 \frac{1,22 \cdot 8^2}{2} \cdot 24 = 70626 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

З вылічэнняў відаць, што пры  $\varphi_0 = 5^\circ$  адна трэць моманту ствараецца сілай цяжару і дзве трэці - ветравой нагузкай. З начэрачай у маштабе кампанавачна-кінематычнай схемы (рыс.29) вызначаецца плячо  $h$  дзеяння сілы  $P_m$ , якое складае  $h = 0,65$  м.

На штоку гідрацыліндра ствараецца намаганне

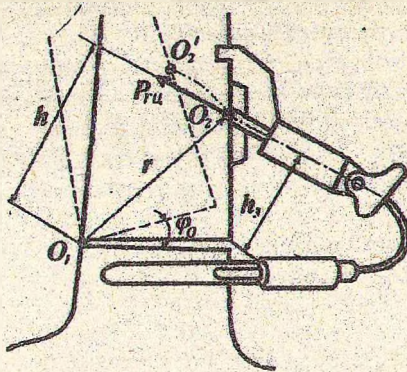


Рис.29. Кампановачна-кінематична схема валачнага ўстройства дамкратнага тыпу

$$P_{\text{н}} = M_{\Sigma} / h = 70,6 / 0,65 = 109 \text{ кН.}$$

Тады дыяметр гідрацыліндра

$$D_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{н}}}{\pi \cdot p_0}} = \sqrt{\frac{109000 \cdot 4}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,096 \text{ м.}$$

Вызначым вугал  $\varphi_0$ , пры якім гравітацыйны момант будзе дастатковым для ўраўнаважвання моманту ад ветравой нагрузкі, г.зн.

$$M_{\text{г}} \cdot g \cdot h_{\text{г}} \cdot \sin \varphi_0 = c_{\text{м}} \frac{\rho v^2}{2} S_{\text{пр.}}$$

$$\text{Адкуль } \sin \varphi_0 = \frac{46848}{1940 \cdot 9,81 \cdot 11,2} = 0,219; \quad \varphi_0 = 12,5^\circ.$$

З кампановачна-кінематичнай схемы знаходзім неабходны код штока 1 - ён складае 0,15 м. Трэба адзначыць, што малаверагодна супадзенне кірункаў адмоўнага нахілу дрэва і ветру, таму мэтазгодна прымаць у разлік толькі ветравую нагрузку. У гэтым выпадку дыяметр цыліндра будзе некалькі меншым.

У разглядаемым уладстве найбольш нагружаным з'яўляецца вузел мацавання гідрацыліндра, які перадае вялікую сканцэнтраваную нагрузку ад штурхача на пень з дапамогай захопнага ўстройства. Разлік трываласці вузла заключаецца ў вызначэнні ціску ва ўтупках правушыны і ў праверцы датычнага напружання зварных швоў накладак.

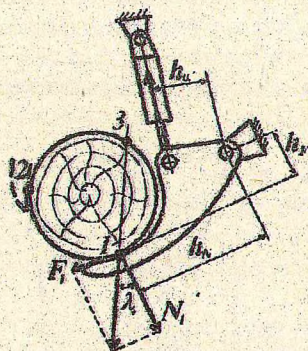
Вызначэнне дыяметра гідрацыліндра захопу  $D_{\text{нз}}$  робіцца з умовай адсутнасці прослізгвання рычагоў захопів.



### 10.3. Захопныя ўстройства

Захопныя ўстройства (ЗУ) прызначаны для захопу дрэваў, хлыстоў або сартыментнаў з мэтай іх перамяшчэння. Яны могуць уста- наўлівацца на розным тэхналагічным абсталяванні. Пры дапамозе ЗУ выконваюцца аперацыі пакегавання, валкі, працягвання дрэваў праз сучкарэзныя ўстройства і інш. Тыпы захопных устройстваў, іх кан- структыўныя разнавіднасці разгледжаны ў спецыяльнай літаратуры [2, 13]. Найпрасцейшым відам з'яўляецца аднарычажнае ЗУ з адным гідрацыліндрам. Прымяняюцца таксама двухрычажныя і трохрычаж- ныя сістэмы. Для захопнага ўстройства любога тыпу павінна за- бяспечвацца надзейнае ўтрыманне ствала дрэва, якое выключасе праслізганне ў плоскасці руху рычагоў пры над'ёме і ў напярочным кірунку пры падцягванні.

Пры абгрунтаванні разліковага выпадку нагружэння захопу мяркуюць, што перадача сіл ад ЗУ да дрэва і наадварот адбываецца ў трох кантактных пунктах - 1, 2, 3, у якіх ствараюцца сілы нармальна- га ціску (рыс.30).



Рыс.30. Кампанавачна-кінематычная і разліковая схема ЗУ

Вугал абхвату  $\beta$  для аднарычажнай сістэмы складае звычайна  $45^\circ$ , для двухрычажнай  $20 \dots 30^\circ$ .

Разліковая формула для вызначэння нармальнай нагрукі ў кан- тактным пункце 1 (рыс.30) пры падцягванні дрэва, атрыманая з улікам агавораных умоў, мае выгляд

$$N_1 = \frac{m_d g (f_0 (r - n) + j / g + \sin \alpha)}{3 \cdot f} \quad (25)$$

де  $f_c$  і  $f$  - коефіцієнти супротивлення переміщенню крони па верхні зямлі і коефіцієнт тэрэння дрэва па метале;  $p$  - доля сілы цяжару дрэва, што перадаецца праз захоп;  $j$  - паскарэнне перамяшчэння цэнтра мас дрэва;  $\alpha$  - вугал нахілу паверхні грунту.

Сіла тэрэння  $F_1 = f N_1$ , а намаганне на штоку гідрацыліндра - з умовы раўнавагі сістэмы. Для ЗУ, якое паказана на рыс.30,

$$P_{гц} = \frac{N_1 \cdot h_N - F_1 \cdot h_F}{h_{гц}}$$

Сіла тэрэння  $F_1 = N_1 \cdot \sin \alpha$ .

Павінна быць праведзена праверка па ўмове неадрыву дрэва ад кантактнага пункта 3, г.зн.

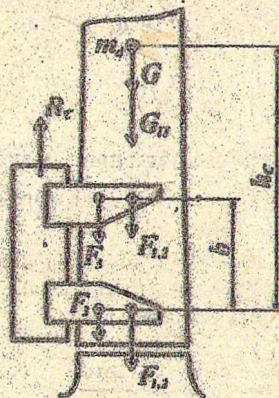
$$N_3 = 2 \cdot N_1 \sin \beta + 2 \cdot F_1 \cos \beta - m_d \cdot g \cdot n \left( 1 + \frac{j}{g} \right) > 0.$$

Для ВПМ тыпу ЛП-19 разлік рычагоў ЗУ вядзецца на выпадак адрыву дрэва ад пня і на выпадак яго перамяшчэння ў зашчэпленым становішчы з максімальнай вуглавой скорасцю.

Пры адрыве дрэва ад пня (рыс.31) нармальная сіла нагружэння рычага

$$N_1 = R_c / (6 \cdot f),$$

дзе  $R_c = (m_d \cdot g + m_y \cdot j_a)$ ;  $j_a$  - паскарэнне адрыву дрэва ад пня.



Рыс.31. Схema сіл ЗУ ВПМ пры адрыве дрэва ад пня і пры пераносе з максімальнай вуглавой скорасцю



Пры пераносе дрэва з максімальнай вуглавой скорасцю  $\omega$  узнікае цэнтрабежная сіла інерцыі, якая вызывае момант адносна восі ў плоскасці ніжняга захопу. Гэты момант успрыняты ЗУ у выглядзе пары сіл, велічыня якіх роўная

$$F = m_d \cdot l \cdot \omega^2 \cdot h_c / 6,$$

дзе  $l$  - радыус вярчэння дрэва пры пераносе.

Пры вызначэнні нагрузак на рычагу ЗУ разглядаемага тыпу правяраецца надзейнасць утрымлівання дрэва, якое імкнецца пад уздзеяннем сілы  $F$  вырвацца з захопу. Гэта ўмова мае выгляд

$$m_d l \omega^2 h_c / 6 \leq 2N_1 \sin \beta + 2F_1 \cos \beta.$$

У залежнасці ад канструктыўнай схемы і прызначэння ЗУ значэнне нагрузак на яго элементы і іх наступны разлік могуць некалькі змяніцца. Аднак агульны метадычны падыход аналагічны выкладзенаму. Разгледзім для прыкладу разлік рычагоў ЗУ валачна-тралёвачай машыны.

Зыходныя даныя: прынцыповая схема ЗУ - двухрычажная з асобнымі гідрацыліндрамі кіравання; парода дрэва - бяроза; максімальны і мінімальны дыяметры  $D_{\max} = 0,55$  м,  $D_{\min} = 0,15$  м; ціск вадкасці ў гідрасістэме  $p_0 = 12$  МПа.

З дапамогай кампанавачна-кінематычнай схемы (рыс.32), што вычарчана ў маштабе, вызначаюць неабходныя размерныя параметры.

На схеме паказана становішча рычагоў пры дрэвах максімальнага і мінімальнага дыяметраў. Атрымалі: рабочы ход штока з улікам запасу ходу рычага  $\Delta l = 110$  мм; даўжыня цыліндра  $l_n = 2l + l_n + \Delta l_n = 220 + 40 + 50 = 310$  мм ( $l_n$  - даўжыня поршня;  $\Delta l_n$  - канструктыўны памер).

Дыяметр дрэва на вышніх грудзей  $D_{1,2} = 0,55 / 1,25 = 0,44$  м, а аб'ём хлыста  $V$  роўны  $1,8$  м<sup>3</sup>. Маса дрэва з улікам каэфіцыента  $k=1,26$  складае  $m_d = k \cdot V = 1,26 \cdot 1,8 = 2250$  кг.

Сіла нармальнага ціску  $N_1$ , знойдзеная па формуле (25), пры  $f_c = 2,5$ ;  $n = 0,5$ ;  $f = 0,8$ ;  $\alpha = 18^\circ$  роўная

$$N_1 = \frac{2250 \cdot 9,81 \cdot (2,5 \cdot (1 - 0,5) + 0,78 + 0,309)}{3 \cdot 0,8} = 21500 \text{ Н}.$$

Сілу  $F_1$  прымаем такой, каб раўнадзейная сіл  $N_1$ ,  $F_1$  праходзіла праз апорны пункт 3 (гл.рыс.32). Тады  $F_1 = N_1 \sin \lambda = 21500 \cdot 0,55 = 12000$  Н.

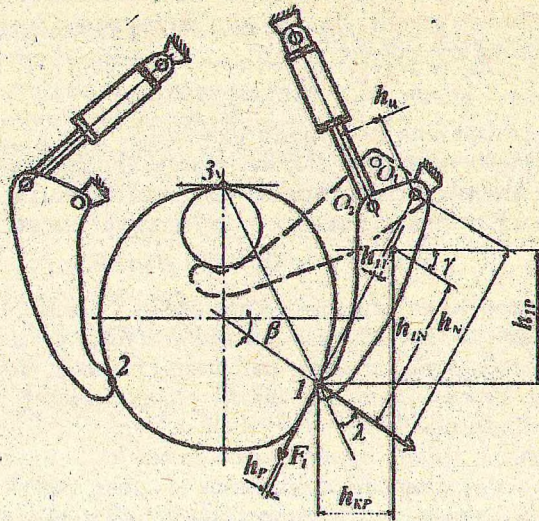


Рис.32. Кампановачна-кінематична і разлікова схема ЗУ двухрычажнага тыпу з асобным кіраваннем (правы рычаг - падача вадкасці пры абцісканні дрэва ў штокавую поласць, левы - у поршневую)

Папярочная сіла  $P$  у адпаведнасці з гіпотэзай раўнамернага на-  
гружэння пунктаў роўная

$$P = \frac{R_r}{3} = \frac{m_{лг}(f_c(l-n) + j/g + \sin\alpha)}{3} = 17300 \text{ Н}$$

Намаганне на штоку гідрацыліндра

$$P_{гн} = \frac{N_1 h_{1N} - F_1 h_{1F}}{h_n} = \frac{21500 \cdot 0,35 - 12000 \cdot 0,08}{0,075} = 88500 \text{ Н}$$

Разліковае сцяжэнне рычага I-I, у якім выгінальны момант мае  
максімальнае значэнне, праходзіць праз пункт перасячэння лініі  
дзеяння сілы  $P_{гн}$  з лініяй центра цяжару сцяжэння. З кампановачна-  
кінематичнай схемы  $h_{1N} = 0,24$  м;  $h_{1F} = 0,05$  м;  $h_{1P} = 0,24$  м.

Выгінальны момант у плоскасці рычага  $M_{гн}$  і папярочны  
выгінальны  $M_p$  роўныя:

$$M_{гн} = N_1 h_{1N} - F_1 h_{1F} = 21500 \cdot 0,24 - 12000 \cdot 0,05 = 4600 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_p = P h_{1P} = 17300 \cdot 0,24 = 4140 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$



Нармальная сіла

$$N = N_1 \sin \gamma + F_1 \cos \gamma = 21500 \cdot 0,372 + 12000 \cdot 0,905 = 18800 \text{ Н}$$

Датычная сіла

$$Q = N_1 \cos \gamma - F_1 \sin \gamma = 21500 \cdot 0,905 - 12000 \cdot 0,372 = 15000 \text{ Н}$$

Датычная сіла  $Q_z = P = 17300 \text{ Н}$ .

Пры прамавугольным каробчатым сячэнні рычага (рыс.33) з ліставой сталі таўшчынай  $\delta_1 = 6 \text{ мм}$ ,  $\delta_2 = 8 \text{ мм}$ ,  $H = 0,1 \text{ м}$ ,  $B = 0,082 \text{ м}$  плошча сячэння  $S = 0,00232 \text{ м}^2$ .

Каардыната цэнтра цяжару  $y_c = 0,0024 \text{ м}$ .

Моманты інерцыі сячэння:  $J_{z1} = 2,587 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ ,  $J_{y1} = 1,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ .

Статычны момант вонкавай сценкі адносна нейтральнага слоя  $S_{ст} = 26,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ .

Найбольш нагружаным пунктам сячэння I-I з'яўляецца пункт А (рыс.33), у якім напружанні выгіну  $\ddot{y}$  дзвюх плоскасцях падсумоўваюцца з напружаннем ад нармальнай сілы  $N$ , г.зн.

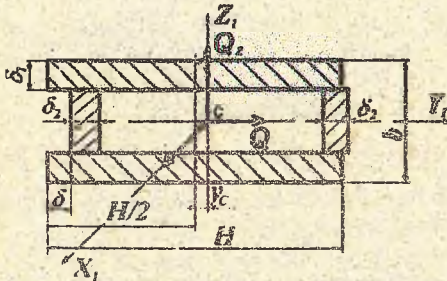
$$\sigma_A = \frac{N}{S} + \frac{M_{пл}(0,5 \cdot H + y_c)}{J_{z1}} + \frac{M_p \cdot B}{2 \cdot J_{y1}} = 190 \text{ МПа}.$$

Датычнае напружанне

$$\tau = \frac{Q \cdot S_{от}}{2 \cdot J_{z1} \cdot R \cdot 0,7} = 221 \text{ МПа}.$$

Аналагічна робіцца разлік шарніра рычага, дыяметра і шырыні ўтулка, а таксама памераў правушыны.

Дыяметр гідрацыліндра, які працуе штокавай поласцю, вызначаецца па формуле



Рыс.33. Папярочнае сячэнне рычага

$$D_{гн} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{гн}}{\pi(1 - d^2/D_{гн}^2) \rho_0}} = 0,106 \text{ м.}$$

Примаси  $D_{гн} = 0,10 \text{ м.}$

Хуткадзеянне знаходзім, задаючыся прадукцыянаско помпы.  
Няхай  $Q = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$ , тады

$$t = \frac{\pi(D_{гн}^2 - d^2)l}{4Q\eta} = 1,34 \text{ с.}$$

#### 10.4. Устройства для фарміравання і пагрузкі пачак

Фарміравальныя ўстройства валачна-тралёвачных машын прызначаны для звязкі і зацяжкі (фарміравання) пачкі дрэваў з мэтай утрымання яе ў час руху. Валачна-тралёвачныя машыны з бакавым размяшчэннем тэхналагічнага абсталявання (у адрозненне ад машын з павалам дрэва на сябе) маюць устройства для пагрузкі камля спілаванага дрэва. Пагрузачнае ўстройства арганічна звязана з фарміравальным, і таму яно называецца пагрузачна-фарміравальным устройствам. Яно звычайна складаецца (рыс.34) з коніка, пагрузачнага рычага, абвясвальнага рычага механізма зацяжкі пятлі.

Пагрузачны рычаг у адкінутым становішчы з'яўляецца прыёмным элементам. Таму для памяншэння велічыні ўдарных нагузаў, што ўзнікаюць пры падзенні спілаванага дрэва, у яго канструкцыі, як і ў канструкцыі прыёмных бэлек валачна-тралёвачных машын з павалам дрэва на сябе, варта прадугледжваць пругкія і амартызацыйныя элементы. Вызначэнне велічыні ўдарных нагузаў і разлік параметраў пругкай сістэмы робяцца па выкладзенай раней метадыцы.

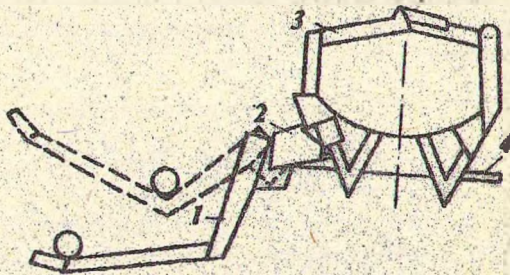


Рис.34. Пагрузачна-фарміравальнае ўстройства ВТМ :  
1-пагрузачны рычаг; 2-сектар; 3-абвясвальны  
рычаг; 4-каркас



Порузка дрэва выконваецца пры дапамозе сістэмы рычагоў, у якую ўключаны гідрацыліндр. Пры высоўванні штока гідрацыліндра (рыс.35) каромысел 2 паварочваецца вакол восі  $O_2$  і тым самым прымушае падымацца рычаг 1, на якім ляжыць паваленае дрэва.

Пры разліку прываднога намагання і вызначэнні дыяметра гідрацыліндра разглядаецца схема, прыведзеная на рыс.35. Намаганне на штоку гідрацыліндра вызначаецца з ураўнення момантаў адносна пункта  $O$ .

Конік, што служыць апорай для сфарміраванай пачкі дрэваў, разлічваецца звычайна на намаганні ад вагі пакета дрэваў і на дадатковыя намаганні, якія ўзнікаюць пры павароце машыны. Конікі лесавозных аўтапаездаў разлічваюцца таксама на нагрузкі ад вагі хлыстоў з улікам дынамікі. Пры вызначэнні сячэнняў бакавых стоек коніка і шарніраў павінны ўлічвацца бакавыя намаганні, якія ўзнікаюць на паваротах дарог, пры руху па адхонах і інш.

Адным з галоўных вузлоў валачна-тралёвачых машын з'яўляецца механізм бяскоернага ўтрымлівання ствалоў пры тралёўцы. Метад бяскоернага ўтрымлівання дрэваў з'яўляецца перспектыўным пры галоўным і праежкавым лесакарыстанні, што пацвярджаецца вытворчым вопытам.

Дрэвы, што знаходзяцца ўнутры сілавога контуру, утрымліваюцца за кошт сіл трэння, абумоўленых нармальным ціскам элементаў сілавога контуру, размешчаных па перыметры пакета. Элементамі сілавога контуру могуць з'яўляцца заціснутыя жорсткія рычагі адпаведнай формы, тросавая пяця і інш.

Вызначэнне велічыні нацяжэння тросавай пяці выконваецца па наступнай формуле:

$$T \geq \frac{Q \left[ (1-m) \frac{f'}{f} v_b - m \left( \frac{b+y}{2} - 1 \right) \gamma \right]}{0,4 \frac{c^3 + 1}{bc^2} \cdot \alpha \cdot \xi}$$

дзе  $T$  - намаганне нацяжэння троса;  $Q$  - вага хлыста;  $m$  - каэфіцыент, што ўлічвае загрузку апорнай бэлькі машыны вагой часткова прыўзнятага хлыста:  $m = 0,5$ ;  $f'$  - каэфіцыент супраціўлення перамяшчэнню пачкі хлыстоў, што валачыцца:  $f' = 1,0$ ;  $f$  - каэфіцыент трэння свежазрубленай драўніны:  $f = 0,9$ ;  $v_b$  - каэфіцыент магчымага ўзрастання сіл супраціўлення:  $v_b = 2 \dots 4$ ;  $b$  - малая паўвось эліпса;  $a$  - вялікая паўвось эліпса;  $c$  - каэфіцыент формы эліпса;  $y$  - ардыната ніжняга пункта зрушанага хлыста;  $r$  - радыус хлыста;  $\alpha$  - каэфіцыент,

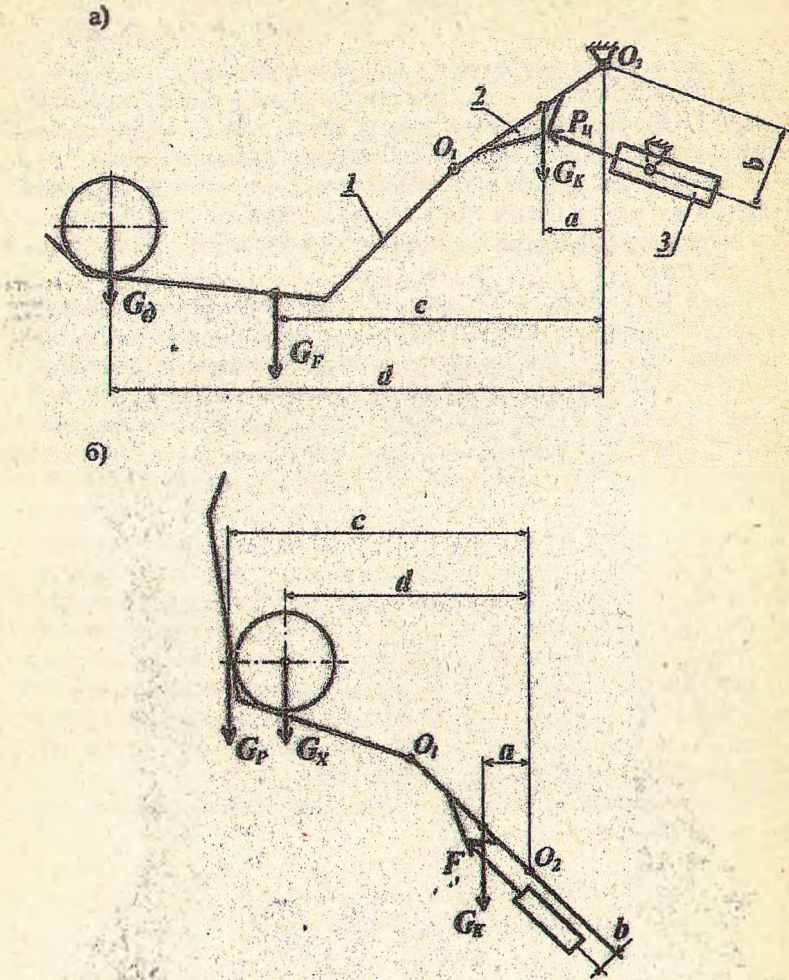


Рис.35. Разлікова схема нагрузачага рычага ВТМ:  
а - ніжняе становішча; б - верхняе становішча

які ўлічвае шчыльнасць пачкі;  $\gamma$  - каэфіцыент, які ўлічвае уплыў вагі хлыста негортыкальнага рада;  $\xi$  - каэфіцыент, які ўлічвае адхіленне ствала ад цыліндрычнай формы, крывізну і непаралельнасць укладкі сталёу.



У машыне ВТМ-4 механізм зацяжкі пятлі ўяўляе сабой чатырохкратны паліспаст, які ўстанаўліваецца ўнутры коніка. З мэтай стварэння заласу троса механізм надзелены барабанам, на якім намотаны запасныя віткі троса.

Намаганне на папярэдняю зацяжку пачкі дрэваў арыенціравана можа быць вызначана па формуле

$$S = S_1 \cdot e^{\mu \alpha_0},$$

дзе  $S_1$  - намаганне, што прыкладваецца да троса гідрапаліспаста;  $\alpha_0$  - вугал абхвату пачкі;  $\mu$  - каэфіцыент трэння троса аб дрэва, прымаецца звычайна роўным 0,28;  $e$  - аснова натуральнага лагарыфма.

Зыходзячы з намагання зацяжкі, праектуюцца сячэнні і параметры шарніраў абвязвальнага рычага, а таксама неабходнае намаганне на штоку; выбіраецца дыяметр гідрацылінра, ход яго вызначаецца кінематыкай механізма.

Пры разліку абвязвальнага рычага на трываласць праверку напружанняў трэба рабіць для выпадку, калі гідрацыліндр развівае намаганне пры максімальна магчымым ціску, і выпадку закліноўвання абвязвальнага рычага дрэвам.

Конікавае заціскае ўстройства (КЗУ) апорна-паваротнага тыпу можа мець розныя прынцыповыя схемы і адпаведна гэтаму свае асаблівасці разліку. Прынцыповы падыход да пытання фарміравання пачкі пры яе сцісканні, разлік КЗУ з жорсткімі рычагамі і камбінаванага тыпу разгледжаны ў падручніку па дадзеным курсе [2], а таксама ў іншай спецыяльнай літаратуры [3, 11-13].

Да ліку ўстройстваў, якія сумяшчаюць функцыі фарміравання пачкі і яе пагрузкі, акрамя разгледжанага - з бакавым размяшчэннем пагрузачнага рычага - адносяцца і многія іншыя. Гэта, напрыклад, пагрузачна-фарміравальнае ўстройства гусенічнага тралёвачнага трактара з чокерным абсталяваннем (рыс.36), тэхналагічнае абсталяванне сківічнага пагрузчыка (рыс.37), тросаблочнае абсталяванне для самапагрузкі аўтапоезда (рыс.38), арачнае ўстройства з абцуговым пачкавым захопам колавага бячокернага трактара (рыс.39), ўстройства для пагрузкі роспуску на шасі лесавознага цягача і іншыя.

Разлік такіх ўстройстваў, як правіла, распадаецца на два або больш этапы, дзе ўстанаўліваюцца: 1) разліковыя выпадкі нагружэння пры падцягванні, пад'ёме драўніны або выгрузцы з дапамогай пагрузачных органаў, якія складаюцца з рамачнай або тросаблочнай сістэмы і сілавых органаў у выглядзе лябёдка або гідрацыліндраў, пры абцісканні пачкі ў сківічных захопах, тросам або ў камбінаваных уст-

ройствах; 2) разліковыя выпадкі нагружэння пры ўкараненні фарміравальнага органа ў штабель.

Пасля вызначэння велічыні і характару сіл, што дзейнічаюць на элементы ўстройстваў, выконваецца іх разлік. Пры гэтым у залежнасці ад пастаўленай задачы магчыма выкарыстанне разліковых метадаў той ці іншай ступені складанасці.

Пры неабходнасці атрымання ўдакладненых вынікаў пры разліку, напрыклад, фарміравальнага ўстройства сківічнага пагрузчыка разліковы выпадак нагружэння пры наборы пачкі павінен улічваць намаганне ўкаранення сківіц у штабель з улікам складанага працэсу разбурэння ўтварэнняў ствалоў шляхам выклічвання ствала з разбураемага рада і ўклічвання адных ствалоў паміж іншымі. Аналагічны працэс адбываецца таксама пры наборы пачкі з дапамогай абцуговага захопу бяскоернага колавага трактара.

Пры абгрунтаванні нагрузак у шэрагу выпадкаў, як, напрыклад, для пагрузчнага ўстройства гусенічнага тралёвачнага трактара, неабходна прымаць у разлік ударныя нагрузкі, якія ўзнікаюць пры апусканні шчыта на раму трактара, а таксама на грунт пры выгрузцы пачкі.

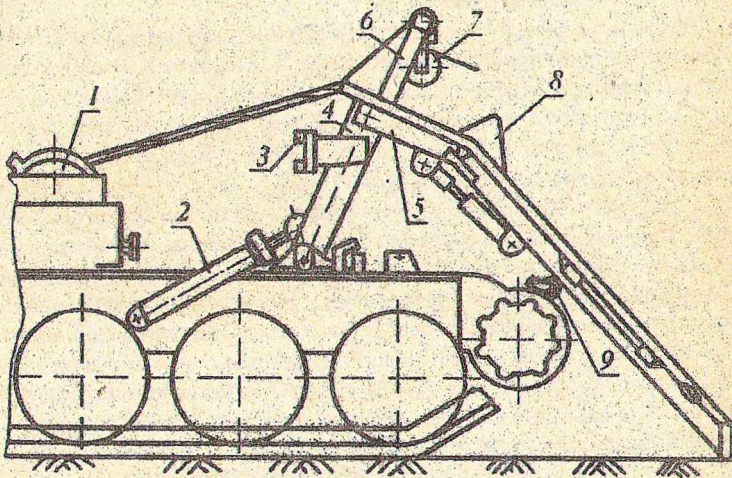


Рис. 36. Пагрузчнае ўстройства тралёвачнага трактара:

- 1 - лябедка; 2 - гідрацыліндры; 3 - буфер; 4 - паваротная рамка; 5 - шчыт; 6 - шчокі;
- 7 - блок; 8 - адбівальнік; 9 - ролік



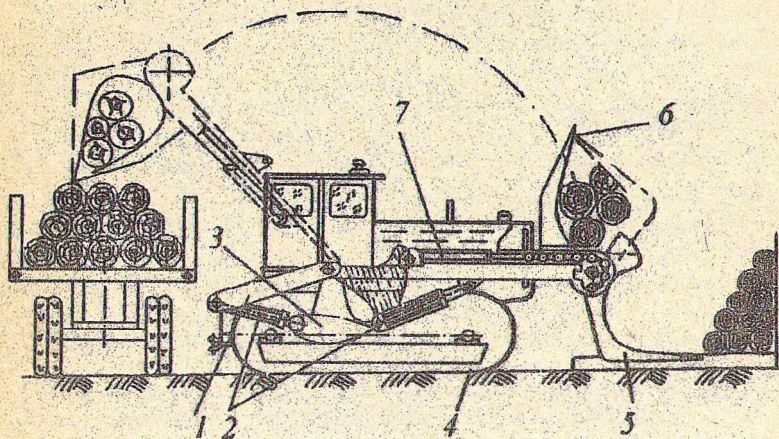


Рис. 37. Схема перекідного сківічного пагрузчыка:  
1 - рама; 2 - гідрацыліндры стралы; 3 - каромысел;  
4 - страла; 5 - рухомая сківіца захопу; 6 - стойка захопу; 7 - гідрацыліндр захопу

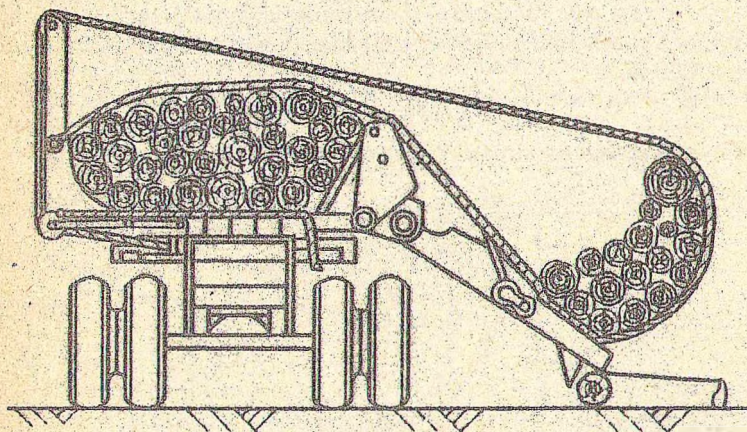
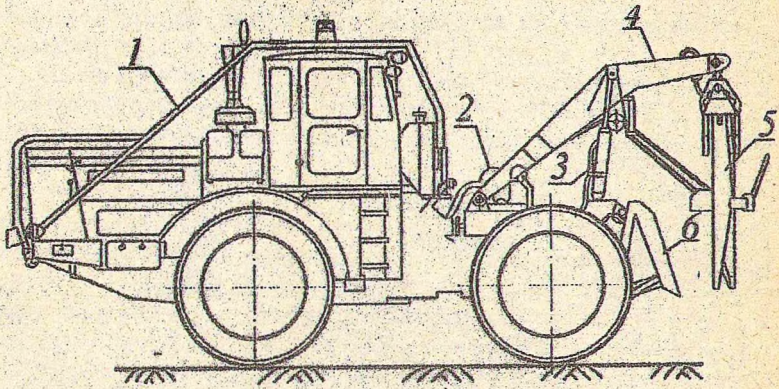


Рис. 38. Схема ўстройства для самапагрузкі хлыстоў на лесавозны аўтапоезд метадам накочвання





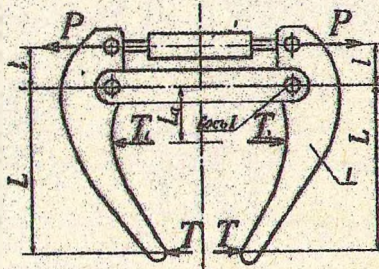
Рыс.39. Колавая машына з пачкавым захопам для бяскокернай тралёўкі дрэваў: 1 - агароджа кабіны; 2 - лябёдка; 3 - гідрацыліндр; 4 - грузавае арка; 5 - захоп; 6 - шчыт

На папярэдніх стадыях разліку магчыма прымяненне спрошчаных метадаў. Выкарыстанне адной з іх разгледзім на прыкладзе сківічнага пачкавага захопу з аб'іскнымі канатам. Становішча рычагоў і захопу (рыс.40) адпавядае максімальнаму намаганню сціскання найбольшай па аб'ёме пачкі дрэваў сківіцамі.

Згодна з рыс.40, максімальнае намаганне на рычагі можна вызначыць з ураўнення момантаў сіл адносна восі, што праходзіць праз пункт О, г.зн.

$$T = P \cdot l / L, \quad (26)$$

дзе P - намаганне на штоку гідрацыліндра.



Рыс.40. Прынцыповая схема захопу



Пры дыяметры поршня 0,12 м і ціску ў гідрасістэме 14 МПа намаганне на штоку складзе  $P = 160$  кН. З канструктыўных меркаванняў прымасм:

$l = 0,196$  м - плячо прыкладання сілы  $P$ ;

$L = 1,25$  м - плячо прыкладання сілы  $T$ .

Падставіўшы значэнні  $l$  і  $L$  у формулу (26), атрымаем  $T = 25088$  Н.

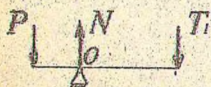
Для вызначэння нагурузак на вось  $I$  разгледзім варыянт нагрукнення, які адпавядае максімальным нагурузкам на вось  $I$ . Гэта назіраецца ў тым выпадку, калі ўсё намаганне на пачку дрэваў перадаецца прыблізна сярэдняй рычагоў захопу, што адпавядае намаганню  $T_1$ , прыкладзенаму на адлегласці  $L_1 = 0,62$  м.

Намаганне  $T_1$  вызначым з ураўнення момантаў сіл адносна восі  $I$ :

$$T_1 \cdot L_1 = P \cdot l,$$

адкуль  $T_1 = P \cdot l / L_1$ .

(27)



Падставіўшы ў формулу (27) лікавыя значэнні плячэй, атрымаем  $T_1 = 50580$  Н.

Нагурузку, што дзейнічае на вось  $I$ , можна вызначыць са схемы, паказанай на рыс.41.

Рыс.41. Схема на-грукнення восі  $I$  з рысунка відаць, што  $N = P + T_1 = 210580$  Н, дзе  $N$  - рэакцыя восі павароту сківіц.

Разлік восі павароту сківіц і рычага. Рычагі захопу маюць жорсткую каробчатую канструкцыю, таму выгінам восі грэбум і выконваем разлік восі на зрэз на двух сячэннях. Неабходная сумарная плошча сячэння восі складзе

$$S = N / [\tau]_{\text{сп}}.$$

дзе  $[\tau]_{\text{сп}}$  - дапушчальнае напружанне на зрэз (для сталі Ст6 прымаем  $[\tau]_{\text{сп}} = 87,65$  МПа).

Падставіўшы ў гэту формулу лікавыя значэнні  $N$  і  $[\tau]_{\text{сп}}$ , атрымаем  $S = 0,0024$  м<sup>2</sup>. Дыяметр восі вызначым па формуле

$$d = \sqrt{2 \cdot S / \pi}.$$

У разгледжаным выпадку  $d = 0,039$  м. Улічваючы асаблівасці нагрукнення восі, магчымыя перагруккі, а таксама з мэтай аблегчэння ўмоў змазкі прымаем дыяметр восі рычага  $d = 0,06$  м.

Разлік восей мацавання гідрэцыліндра да рычагоў захопу аналагічны. На палец дзейнічае нагурузка  $P = 160$  кН. Атрымліваем дыяметр пальца  $d_n$ , роўны 0,058 м.

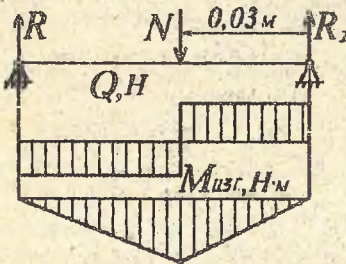
Для вызначэння нагурузак на рычаг будзем эпору выгінальных момантаў сіл, што дзейнічаюць на канструкцыю рычага (рыс.42).

Максімальны выгінальны момант  $M_{\text{вгг}} = 160 \cdot 0,196 = 3136 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

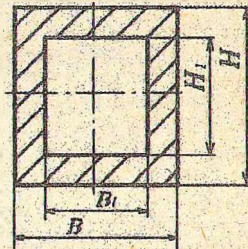
Момант супраціўлення выгіну адносна восі сячэння (рыс.43) роўны

$$W_x = (BH^2 - B_1H_1^2) / 6. \quad (28)$$

Падставіўшы ў гэты выраз значэнні велічынь, якія ў го ўваходзяць, атрымаем  $W_x = 0,00107 \text{ м}^3$ .



Рыс.42. Эпору выгінальных момантаў



Рыс.43. Сячэнне рычага ( $H = 0,3 \text{ м}$ ;  $B = 0,2 \text{ м}$ ;  $H_1 = 0,276 \text{ м}$ ;  $B_1 = 0,152 \text{ м}$ )

Улічваючы наяўнасць адтулін у небяспечным сячэнні, прымаем каэфіцыент канцэнтрацыі напружанняў  $K_1 = 1,25$ . Канструкцыя зварная, прымаем каэфіцыент запasu  $K_2 = 1,2$ . Агульны каэфіцыент, што вызначае запас трываласці:  $K = K_1 \cdot K_2 = 1,5$ . Напружанне выгіну ў небяспечным сячэнні складзе  $\sigma_{\text{вгг}} = 43,96 \text{ МПа}$ , што меней за дапушчальнае значэнне, якое для сталі 35 роўнае  $101 \text{ МПа}$ .

**Разлік абіскальнага ўстройства.** Прынцыповая схема сківічнага захопу з абіскальнымі ўстройствам прыведзена на рыс.44. Паваротныя сківіцы 1 і 2 шарнірна далучаны да корпуса захопу і прыводзяцца ў дзеянне ад гідрацыліндра 3. У корпусе паваротных сківіц усталяваны абіскальныя іклы 4 і 5. Яны маюцца ў паваротных сківіцах пры дапамозе пальцаў 9 і 10, для якіх у корпусе вонкавых сківіц, а таксама ў саміх абіскальных іклах маюцца спецыяльныя адтуліны.

Абіскальныя іклы 4 і 5 маюць форму двухплечавага рычага каробчатага сячэння. Для свабоднага вярчэння рычагоў 4 і 5 вакол восей 9 і 10 у корпусе паваротных сківіц 1 і 2 маюцца спецыяльныя выразы, якія забяспечваюць свабоднае вярчэнне абіскальных іклаў.



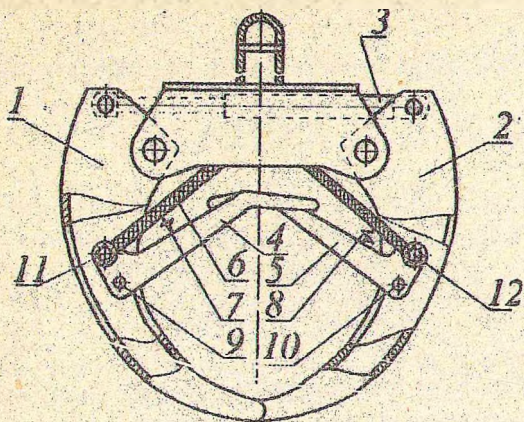


Рис. 44. Принциповая схема канструкцыі сківічнага захопу з абціскальным уст­ройствам

Каб прывесці ў дзеянне абціскальныя рычагі 4 і 5, трэба скарыстаць адрэзак гнуткага каната 6, які мацуецца да іклаў 4 і 5 з дапамогай пальцаў 11 і 12. Праходзячы праз конус захопу, гнуткі канат 6 утварае над захопам пятлю, у якой затым мацуецца з дапамогай крука цягавы трос.

Для вяртання абціскальных рычагоў у зыходнае (верхняе) становішча, а таксама для частковага памяншэння дынамічных нагрузак служаць спружыны 7 і 8, якія адным сваім канцом замацаваны да абціскальнага рычага, а другім - да восі, замацаванай на паваротнай сківіцы.

Дадзены сківічны захоп з прапанаваным абціскальным уст­ройствам працуе наступным чынам. Пад'ехаўшы да пакета дрэваў, трактарыст здзяйсняе набор пачкі сківічным захопам, затым лябёдкай з дапамогай цягавога троса, злучанага з канатам 6 пры дапамозе крука, нацягвае гнуткі канат 6. Пры нацяжэнні каната абціскальныя рычагі 4 і 5 паварочваюцца вакол восей 9 і 10. Вугал павароту залежыць ад аб'ёму пачкі дрэваў. Пры павароце рычагоў яны прыскакаюцца да пакета і памяншаюць яго аб'ём - такім чынам адбываецца абцісканне пачкі. Сіла трэння, якая ўзнікае паміж абціскальнымі ікламі і пакетам дрэваў, утрымлівае пачку пры руху трактара. На месцы разгрузкі цягавы трос і, адпаведна, абціскальны канат 6 аслабляюць. Абціскальныя рычагі 4 і 5 пад дзеяннем зваротных спружын 7 і 8 вяртаюцца ў крайняе верхняе становішча. З дапамогай гідратындра 3 паваротныя сківіцы раскрываюцца, і пакет дрэваў аказваецца на зямлі.

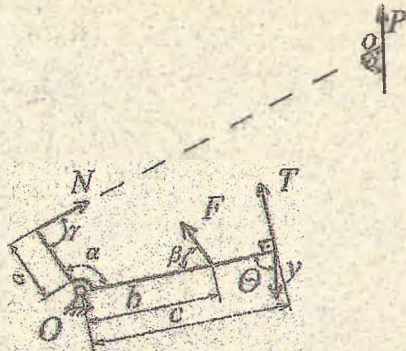


Рис.45. Схема сил, що дзейнічають на абіскальний рычаг

Визначенні сил ( рис.45 ), які дзейнічають на абіскальне уст- ройства, виконваем з умкам допущення, що реакція пакетау хлыстоу Т на абіскальний рычаг направана перпендикулярна до вялікага пляча рычага і прыкладзена на адлегласці 0,395 м ад восі вярчэння. Вугал паміж двума плячамі рычага  $\alpha$  пастаянны і роўны 127°.

Сіла вагі вялікага пляча рычага прыкладзена на адлегласці 0,395 м ад восі вярчэння і направана ўніз пад вуглом  $\theta$ . Сіла ўздзеяння зваротнай спружыны F на рычаг прыкладзена пад вуглом  $\beta$  да пляча рычага на адлегласці 0,25 м. Сілай вагі меншага пляча рычага з прычыны яе вялікасці можна гібраваль. Сіла нацяжэння каната прыкладзена пад вуглом  $\gamma$  на адлегласці 0,13 м ад восі вярчэння.

Вуглы  $\beta, \gamma, \delta, \theta$  мяняюцца ў залежнасці ад становішча абіскальнага рычага. Складзэм ураўненне момантаў сіл адносна пункта O:

$$N \cdot a \cdot \sin \gamma - F \cdot b \cdot \sin \beta - T \cdot c + T \cdot c \cdot \sin \theta = 0.$$

Сілу нацяжэння троса  $N_{\text{мах}}$  вызначым, ведаючы сілу нацяжэння цягавога троса P і прымаючы  $P = P_{\text{мах}} = 72500 \text{ Н}$ , дзе  $P_{\text{мах}}$  - максімальнае цягавое намаганне лябедкі:

$$N_{\text{мах}} = P / (2 \cos \delta). \quad (29)$$

Калі ўлічыць, што зваротная спружына прызначана для вяртан- ня абіскальнага ікла ў зыходнае верхняе становішча, то сілу F вы- значым з умовы пераадолення ўздзеяння сілы цяжару абіскальнага рычага, а таксама сіл трэння паверхні восі вярчэння рычага і самога абіскальнага рычага, г.зн. павінна выконвацца умова



$$F \cdot b \cdot \sin\beta = K \cdot \mathfrak{Z} \cdot c \cdot \sin\theta,$$

дзе  $K$  - каэфіцыент, які ўлічвае трэнне на датыкальных паверхнях восі вярчэння.

Тады 
$$F = K \frac{\mathfrak{Z} \cdot c \cdot \sin\theta}{b \cdot \sin\beta}. \quad (30)$$

Выкарыстоўваючы ўраўненне момантаў сіл, што дзейнічаюць на абціскальны рычаг, а таксама формулы (29) і (30), вызначым сілу рэакцыі пакета дрэваў  $T$  на абціскальны рычаг :

$$T = \frac{P \cdot a \cdot \sin\gamma - \mathfrak{Z} \cdot c \cdot \sin\theta(\chi - l) \cdot 2 \cdot \cos\delta}{2 \cdot c \cdot \cos\delta}$$

Лінейныя памеры элементаў абціскальнага ўстройства, а таксама асноўныя памеры выбіраем, зыходзячы з канструктыўных меркаванняў. Разлік выконваем для некалькіх характэрных становішчаў. Вуглы, неабходныя для разліку, вызначаем графічным шляхам з выкарыстаннем прыведзенай на рыс.46 схемы.

У табл. 8 заносім атрыманыя значэнні вуглоў, а таксама велічыні  $T$  і  $F_1$ , вылічаныя па формулах. Астатнія зыходныя даныя для разліку наступныя :  $P = 72500$  Н - максімальнае цягавое намаганне лябёдка;  $\mathfrak{Z} = 98$  Н - сіла загі большага пляча абціскальнага ікла;  $a = 0,13$  м;  $b = 0,25$  м;  $c = 0,395$  м;  $K = 1,5$ .

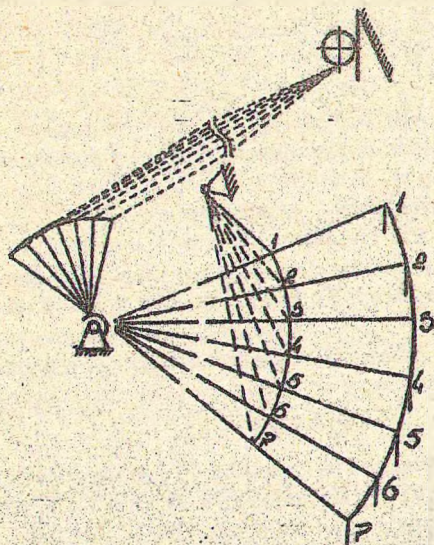


Рис.46. Схема для вызначэння вуглоў

Табл. 8. Рэзультаты разлікаў.

Становішча аб- сцскальнага рыча	$\beta$ , град	$\gamma$ ,	$\delta$ ,	$\theta$ ,	T, H	F <sub>1</sub> , H
	$\sin\beta$	$\sin\gamma$	$\cos\delta$	$\sin\theta$		
1	52	79	56,5	72	21173	380
	0,7880	0,9816	0,5519	0,9411		
2	51,5	89	57	88	21866	294
	0,7826	0,9998	0,5446	0,9925		
3	50	99	56,5	94	21302	303
	0,7660	0,9877	0,5519	0,9976		
4	46	106	56	104	21101	313
	0,7193	0,9449	0,5592	0,9703		
5	43	120	55,5	114	14831	311
	0,6820	0,8660	0,5664	0,9135		
6	40	132	54,5	124	12407	299
	0,6428	0,7431	0,5807	0,8290		
7	36	145	54	134	11661	284
	0,5878	0,5736	0,5878	0,7193		

Разлік зваротнай спружыны. З канструктыўных меркаванняў прымаем для вяртання абсцскальнага рычага ў зыходнае становішча спружыну расцяжэння. Зыходзячы з канструкцыі захопу, прымаем сілу папярэдняй дэфармацыі спружыны  $P_1 = 50$  Н, а рабочы ход спружыны  $h = 220$  мм. Пругкая сіла спружыны пры рабочай дэфармацыі ( адпавядае найбольшаму прымусоваму перамяшчэнню рухомага звяна ў механізме )  $P_2 = 313$  Н. Лік цыклаў да разбурэння прымаем роўным  $N = 1 \cdot 10^5$ . Тады ўстанаўліваем, што спружына адносіцца да II класа. Адносны інерцыйны зазор для спружыны II класа  $\delta = 0,1$ . Сіла спружыны пры максімальнай дэфармацыі роўная

$$P_3 = P_2 / (1 - \delta).$$

Падставіўшы ў формулу значэнні  $P_2$  і  $\delta$ , атрымаем  $P_3 = 348$  Н. Удакладнім значэнне  $P_3$  і атрымаем  $P_3 = 355$  Н [ 8 ]. У якасці матэрыялу спружыны выбіраем сталь 65С2ВА па ДАСТ 14963. Тады, ведаючы значэнне  $P_3$ , па табл.16 [ 8 ] выбіраем спружыну расцяжэння II класа



3 разряду на ДАСТ 13772. Нумар спружыны 10, дыяметр дроту 3,5 мм, вонкавы дыяметр 45 мм, жорсткасць аднаго вітка  $Z_1 = 26,3 \text{ Н/мм}$ .

Жорсткасць спружыны вызначым па формуле

$$Z = (P_2 - P_1) / h, \quad (31)$$

Падставіўшы ў формулу (31) лікавыя значэнні  $P_2$ ,  $P_1$  і  $Z$ , атрымаем  $Z = 1,19 \text{ Н/мм}$ .

Лік рабочых віткоў і сярэдні дыяметр спружыны:

$$n = Z_1 / Z = 26,3 / 1,19 = 22;$$

$$D_0 = D - d = 45 - 3,5 = 41,5 \text{ мм.}$$

Індэкс спружыны  $n_c = D_0 / d = 12,1$ .

Папярэдня, рабочая і максімальная дэфармацыі спружыны складаюць адпаведна

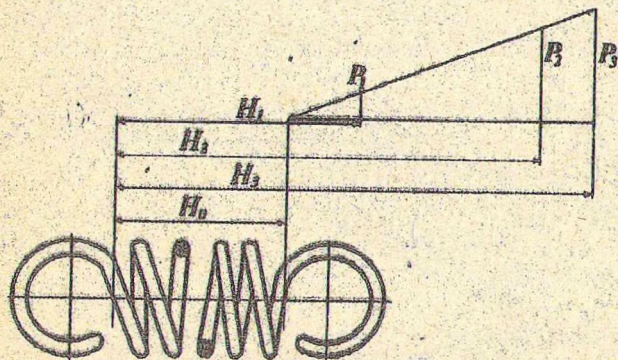
$$F_1 = P_1 / Z; \quad F_2 = P_2 / Z; \quad F_3 = P_3 / Z.$$

Вышыня спружыны ў свабодным стане  $H_0 = (n + 1) / d$ . Вышыня спружыны пры папярэдняй дэфармацыі  $H_1 = H_0 + F_1$ , а значэнні вышыні спружыны пры рабочай  $H_2$  і максімальнай  $H_3$  дэфармацыях роўныя

$$H_2 = H_0 + F_2; \quad H_3 = H_0 + F_3.$$

Пасля вылічэнняў па прыведзеных формулах атрымаем:  $F_1 = 42 \text{ мм}$ ;  $F_2 = 263 \text{ мм}$ ;  $F_3 = 298 \text{ мм}$ ;  $H_0 = 80,5 \text{ мм}$ ;  $H_1 = 122,5 \text{ мм}$ ;  $H_2 = 343,5 \text{ мм}$ ;  $H_3 = 378,5 \text{ мм}$ . Шаг спружыны  $t = d = 3,5 \text{ мм}$ .

Характарыстыка спружыны паказана на рыс.47.



Рыс.47. Характарыстыка спружыны

Для перевірки визначим напруження при максимальній деформації по формуле

$$\tau_3 = K \frac{8 \cdot P_3 \cdot P_0}{\pi \cdot d^3},$$

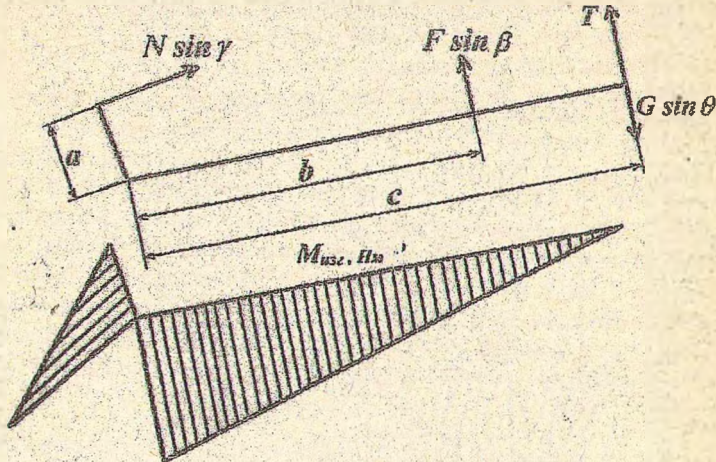
дзе  $K = (4c - 1) / (4c - 4) + 0,615 / c$ . (32)

Підставляючи у формулу (32) значення  $c = 12,1$ , атримаем  $K = 1,12$ . Тады  $\tau_3 = 945 \text{ Н/мм}^2$ , што менш за допущальнае  $[\tau]_3 = 960 \text{ Н/мм}^2$  для спружыны II класа 3 разраду са сталі 65С2ВА (ДАСТ 14963). Такім чынам, спружына выбрана правільна.

Разлік абіскальнага рычага. Для разліку папярочнага сячэння абіскальнага рычага пабудуем эпюру выгінальных момантаў сіл, што дзейнічаюць на яго (рыс.48). Для гэтага выкарыстаем схему сіл, паказаную на рыс.45.

Зыходзячы з канструктыўных меркаванняў і патрабаванняў кінематыкі, выбіраем наступныя памеры сячэння рычага:  $H = 0,11 \text{ м}$ ;  $B = 0,88$ ;  $H_1 = 0,084 \text{ м}$ ;  $B_1 = 0,060 \text{ м}$  (гл. рыс.43).

Выканаем праверку сячэння абіскальнага рычага на выгін. Момант супраціўлення сячэння вызначым па формуле (28). Падстаўляючы ў дадзеную формулу лікавыя значэнні велічынь, якія ў не ўваходзяць, атримаем:  $W_1 = 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ .



Рыс.48. Эпура выгінальных момантаў



Улічваючы наяўнасць адтулін у небяспечным сячэнні, прымаем каэфіцыент канцэнтрацыі напружанняў  $K_1 = 1,25$ . У сувязі з тым, што канструкцыя зварная, прымаем каэфіцыент запасу  $K_2 = 1,2$ . Агульны каэфіцыент запасу трываласці  $K = K_1 \cdot K_2 = 1,5$ . Напружанне выгіну ў небяспечным сячэнні  $\sigma_{шт} = 20,28$  МПа. У якасці матэрыялу рычага прымаем сталь 45, для якой  $[\sigma]_{шт} = 101$  МПа. Значыць, памеры сячэння выбраны правільна.

Разлік вост мацавання троса і абшскальнага рычага. Схема разліку і эпюры дзеючых сіл момантаў паказаны на рыс.49.

Адлегласць  $l/2 = 0,03$  м выбрана, зыходзячы з умоў кінематыкі і канструктыўных меркаванняў. У якасці матэрыялу вості выбіраем сталь Ст5, для якой  $[\sigma]_{шт} = 176$  МПа,  $[\tau]_{шт} = 97$  МПа.

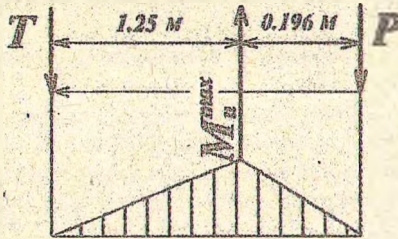


Рис.49. Схема для разліку вості

Дыяметр вості з умовы разліку на выгін вызначым па формуле

$$d_{(u)} = \sqrt[3]{32 \cdot M_{шт} / (\pi \cdot [\sigma]_{шт})}$$

Падставіўшы лікавыя значэнні велічынь, якія ў яе ўваходзяць, атрымаем  $d_{(u)} = 11,3$  мм.

А зараз вызначым дыяметр вості з умовы разліку на зрэз. У гэтым выпадку выкарыстаем наступную формулу:

$$d_{(cp)} = \sqrt{4 \cdot Q / (m \cdot \pi \cdot [\tau]_{cp})}$$

дзе  $m = 2$  - колькасць сячэнняў зрэзу.

Падстаўляючы значэнні велічынь, якія ў яе ўваходзяць атрымаем  $d_{(cp)} = 14,7$  мм.

Улічваючы дынаміку нагружэння вості, прымаем дыяметр вості  $d = 20$  мм.

## 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 закатно-срезающих устройств.- Л.: ЛТА, 1981.

## ЗМЕСТ

10. Канструяванне вузлоў : трываласныя разлікі . . . . .	3
10.1. Разлік элементаў кадавой часткі лесных машын . . . . .	3
10.2. Зразальныя і валачныя ўстройства . . . . .	11
10.3. Захопныя ўстройства . . . . .	19
10.4. Устройства для фарміравання і пагрузкі пачак . . . . .	24
Літаратура . . . . .	40



## АСНОВЫ ПРАКТАВАННЯ ЛЯСНЫХ МАШЫН

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

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

Пацпісана да друку 15.02.96. Фармат 60x84<sup>1</sup>/16.

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

Тыраж 200 экз. Заказ 58 .

Беларускі дзяржаўны тэхналагічны ўніверсітэт.

220630. Мінск, Сьвядлова, 13а.

Аддрукавана на рэдакцыі Беларускага дзяржаўнага тэхналагічнага  
універсітэта. 220630. Мінск, Сьвядлова, 13а.