

634.78
P-15

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

БЕЛОРУССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ С. М. КИРОВА

626.861.5

На правах рукописи

В. Т. РАДКЕВИЧ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВУХФРЕЗЕРНЫХ
КАНАЛОКОПАТЕЛЕЙ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ
ЛЕСОМЕЛИОРАТИВНЫХ РАБОТ**

(Специальность 05.42Q, машины, механизмы
и технологии лесоразработок, лесозаготовок
и лесного хозяйства)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МИНСК, 1969 год

634.98
P-15

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

Проз. 1969 г.

Белорусский технологический институт имени С.М.Кирова

На правах рукописи

КХН

В.Т.Радкевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВУХФРЕЗЕРНЫХ
КАНАЛОКОПАТЕЛЕЙ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛЕСОМЕЛОРАТИВНЫХ
РАБОТ

/специальность 05.420 "Машины, механизмы
и технологии лесоразработок, лесозаготовок
и лесного хозяйства/

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М и н с к
1969

БИБЛИОТЕКА ЕТИ
имени С. М. КИРОВА

22/3ар

Работа выполнена на кафедре деталей машин и подъемно-транспортных устройств Белорусского технологического института им. С. М. Кирова и в СКБ "Мелиормаш" в период 1964-1969 гг.

Научный консультант - кандидат технических наук,
доцент В. А. СКОТНИКОВ

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор БУДЫКА С. Х.,
кандидат технических наук, доцент ЛЕОНОВИЧ И. И.

Ведущее предприятие - Мозырский завод мелиоративных машин.

Автореферат разослан "... " _____ 1969 г.

Защита диссертации состоится "... " _____ 1969 г.
на заседании Совета Белорусского технологического института
им. С. М. Кирова, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, корпус 4, ауд. 220.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ваши отзывы и замечания по автореферату просим направлять
в двух экземплярах с заверенными подписями в адрес Совета.

Ученый секретарь Совета

СССР имеет большие площади избыточно-увлажненных, заболоченных земель, находящихся в лесном фонде страны. Проведение на этих землях лесомелиоративных работ с целью повышения продуктивности лесов является важной Народнохозяйственной задачей.

XXIII съезд КПСС наметил к осуществлению широкую программу мелиоративных работ. На текущее пятилетие /1966-1970/ намечено осушить 6-6,5 млн га болотных и заболоченных земель, из них лесных болот и заболоченных земель - 190 тыс. га. Майский /1966 г./ Пленум ЦК КПСС развил и конкретизировал программу осушения на период до 1975 г.

Лесоосушение осуществляется главным образом системой открытых каналов. Осушение лесных земель способствует улучшению водного режима почвы. Водный режим в свою очередь влияет на аэрацию, температуру, концентрацию почвенных растворов, что улучшает плодородие почв.

Кроме того лесная промышленность и лесное хозяйство СССР выполняет значительный объем грузовых перевозок. Годовой грузооборот превышает 600 млн. т. грузов. По автомобильным лесовозным дорогам в настоящее время перевозят около 70% заготавливаемой древесины. В перспективе роль автомобильных дорог при транспортном освоении лесных массивов будет возрастать еще больше. Для успешного обеспечения перевозок лесных грузов ежегодно строятся большое количество лесовозных дорог. При строительстве последних проводятся большие земляные работы по созданию придорожных кюветов, водоотводящих каналов, решаются смешные вопросы мелиорации, так как прочность и устойчивость земляного полотна автомобильных лесовозных дорог во многом зависит от уровня грунтовых вод, от хорошего поверхностного водоотвода и др. факторов.

Выполнение все возрастающих объемов работ по лесомелiorации и строительству лесных дорог с помощью общестроительной техники привело бы к пропорциональному увеличению потребности в машинах и в обслуживающем персонале. Удовлетворить эту потребность было бы трудно. Поэтому встала задача решения проблемы путем создания и внедрения новых более прогрессивных высокопроизводительных и эффективных землеройных машин.

В настоящее время нашей промышленностью выпускаются высокопроизводительные двухфрезерные каналокопатели КФН-1200, Д-583 и др. Они обеспечивают высокую производительность, хорошее качество отрываемых каналов, возможность прокладки каналов в грунтах с наличием погребенной древесины и пней и других древесных включений, а также - низкую стоимость работ.

Создание двухфрезерных каналокопателей, оборудованных принципиально новыми рабочими органами, потребовало выполнения большого объема экспериментальных исследований, участием которых был автор настоящей работы.

За участие в создании двухфрезерного каналокопателя КФН-1200 автор награжден серебряной медалью ВДНХ.

Основное содержание работы докладывалось на научно-технических конференциях.

Диссертация изложена на 135 страницах машинописного текста, состоит из введения, шести глав, выводов, списка использованной литературы. Текст иллюстрирован 16 таблицами и 55 фотографиями, рисунками, схемами и графиками.

Состояние вопроса и задачи исследования.

Лесомелиоративные работы до настоящего времени проводились с помощью прицепных каналокопателей плужного типа или одноковшевыми экскаваторами.

Плужные каналокопатели из-за присущих им недостатков /большое потребное тяговое усилие и сложность организации работ, недостаточная глубина отрываемого канала, большой объем ручных доделочных работ/ применяются в основном при строительстве мелкой осушительной сети. Область их применения ограничена нарезкой каналов трапециевидальной формы сечением до 1 м^2 .

Каналы глубиной 2 м и более с различным заложением откосов выполняются в основном одноковшевыми экскаваторами. Однако и они имеют ряд недостатков: малую производительность, высокую себестоимость, недостаточную проходимость по слабым грунтам, низкое качество работы.

Из-за присущих им недостатков, одноковшевые экскаваторы и плужные каналокопатели не могут дальше служить технической базой для механизации строительства каналов. Необходима новая, более прогрессивная, высокопроизводительная, эффективная землеройная техника.

Этим требованиям отвечают двухфрезерные каналокопатели с активными рабочими органами непрерывного действия, отрывающие канал за один проход /КМН-1000; КМН-1200; Д-583; ЭТР-171; ЭТР-122 и ЭТР-201/.

За рубежом также находят все большее распространение каналокопатели с активными рабочими органами для строительства каналов. Например, каналокопатели "Демаг", "Симзта" и др.

Принципиальное отличие фрезерных каналокопателей заключается в том, что грунт вырезается не сплошным пластом, а путем отрезания стружки грунта небольшой толщины фрезой без деформации естественного грунта на откосах каналов. Фрезы разрабатывают узкие щели, образуя откосы канала /профиль канала/. На дне канала грунт срезается зачистным ножом. Оставшийся после прохода фрез целик грунта обрушивается на фрезы и выбрасывается за пределы канала.

Отличительной особенностью этих машин является высокая производительность, низкая стоимость работ, хорошее качество дна и откосов отрываемого канала, возможность прокладки каналов в грунтах с наличием погребенной древесины, пней и других древесных включений.

Однако опыта создания двухфрезерных каналокопателей не было. Не ясен был также характер действующих нагрузок. Поэтому при их проектировании не учтена особенность работы с использованием принципа разработки грунта с частичным обрушением. Вследствие чего при эксплуатации вновь созданных машин выявилась недостаточная надежность и прочность отдельных их узлов и деталей.

В целях обоснования энергетических и прочностных данных двухфрезерных каналокопателей был сделан обзор и анализ научно-исследовательских работ по исследованию процесса резания грунта. Рассмотрены работы академика Горюхина В.П., докторов технических наук Зеленина А.Н., Далина А.Д., Домбронского Н.Г., Ветрова Ю.А., кандидата технических наук Полтавцева и др. Проанализированы основные работы, освещающие расчет баланса мощности фрезерных каналокопателей непрерывного действия с актив-

ными рабочими органами, изложенные в трудах кандидатов технических наук Полтавцева И.С., Мера И.И., Мутушева Г.А. и др. авторов. Анализ этих работ показал, что ни одна из рассмотренных методов расчета энергозатрат не может быть принята в полном объеме для расчета машин с двухфрезерным рабочим органом и инерционной разгрузкой грунта. Имеющаяся литература таким образом не давала исчерпывающих ответов на ряд вопросов теории и расчета двухфрезерных каналокопателей.

В связи с вышеизложенным наиболее актуальными задачами исследования двухфрезерных каналокопателей явились:

1. Теоретическое и экспериментальное исследование динамических нагрузок в приводе фрез.

2. Выяснение условий применения метода математического моделирования при теоретическом исследовании динамики привода двухфрезерных каналокопателей.

3. Установление влияния основных конструктивных и эксплуатационных факторов на энергоемкость и на величину максимальных нагрузок привода фрез.

4. Определение фактических энергозатрат на привод фрез в различных грунтовых условиях.

5. Выявление некоторых путей снижения динамических нагрузок в приводе фрез.

Некоторые теоретические исследования динамики двухфрезерных каналокопателей

Повышенные требования, предъявляемые к новым машинам, которые должны сочетать высокую эксплуатационную надежность с минимальным весом, могут удовлетворяться только на основе расчетов, учитывающих действительные нагрузки, возникающие в меха-

низмах при различных режимах работы.

Определение действительных нагрузок в силовой передаче, как упругой динамической системе, с учетом колебательных явлений представляет одну из важнейших проблем современной теории расчета и конструирования машин.

Применительно к расчету на прочность и долговечность деталей силовой передачи фрезерных каналокопателей представляет интерес процесс разработки грунта фрезами с использованием принципа частичного его обрушения, при котором динамические нагрузки в силовой передаче могут весьма значительно превышать средние величины, по которым в конструкторской практике обычно производятся расчеты на прочность /крутящий момент, момент трения муфт и др./. Это подтверждено практикой эксплуатации фрезерных каналокопателей, у которых отдельные элементы конструкции выходили из строя, хотя рассчитывались по номинальным крутящим моментам с некоторым запасом прочности.

Динамические усилия, возникающие в машинах, рассматриваются как результат совместного воздействия динамики внешней нагрузки и динамики элементов конструкции.

Результаты ряда последних работ, посвященных исследованию динамических нагрузок в механических системах с учетом колебаний масс /доктора технических наук Волкова Д. П., кандидата технических наук Громова Д. И. и др./, показывают эффективность метода математического моделирования на основе выбора соответствующей динамической схемы.

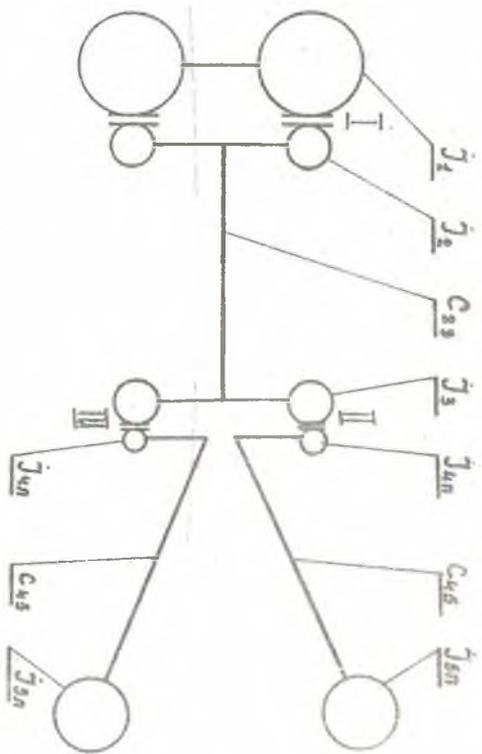
Такой метод позволяет при незначительных финансовых и материальных затратах в короткий срок получить достоверные данные об исследуемом объекте до его натурального изготовления.

В связи с этим в работе была выбрана и составлена расчетная пятимассовая динамическая схема привода двухфрезерного каналокопателя, представленная на рисунке. Она состоит из пяти сосредоточенных масс /двигателя, главной муфты сцепления, конических редукторов, предохранительных муфт и фрез/, трех упругих звеньев и трех фрикционных муфт I, II и III. Подсчитаны величины моментов инерции масс и жесткостей расчетной системы. Определен характер действующей внешней нагрузки и представлен закон изменения ее, учитывающий разработку грунта с частичным его обрушением.

На основе принятой динамической системы были составлены восемь уравнений движения каждой массы системы в зависимости от переходных этапов.

Например для случая, когда муфты I, II и III не буксуют уравнение движения системы имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned}
 \varphi_1'' &= -\frac{C_{23}}{J_1 + J_2} (\varphi_2 - \varphi_3) \\
 \varphi_2'' &= -\frac{C_{23}}{J_1 + J_2} (\varphi_2 - \varphi_3) \\
 \varphi_3'' &= \frac{1}{J_3 + 2J_4} [C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - C_{45}(\varphi_3 - \varphi_{5n}) - C_{45}(\varphi_3 - \varphi_{5n})] \\
 \varphi_{4n}'' &= \frac{1}{J_3 + 2J_4} [C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - C_{45}(\varphi_3 - \varphi_{5n}) - C_{45}(\varphi_3 - \varphi_{5n})] \\
 \varphi_{4n}'' &= \frac{1}{J_3 + 2J_4} [C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - C_{45}(\varphi_3 - \varphi_{5n}) - C_{45}(\varphi_3 - \varphi_{5n})] \\
 \varphi_{5n}'' &= \frac{C_{45}}{J_5} (\varphi_{4n} - \varphi_{5n}) - \frac{M_{en}(t)}{J_5} \\
 \varphi_{5n}'' &= \frac{C_{45}}{J_5} (\varphi_{4n} - \varphi_{5n}) - \frac{M_{en}(t)}{J_5}
 \end{aligned} \right\} (1)$$



где $J_1, J_2, J_3, J_{4л}, J_{4п}, J_{5л}$ и $J_{5п}$ — моменты инерции двигателя, главной муфты сцепления, вращающихся деталей конического редуктора, дисков предохранительных муфт и фрез /правой и левой/;

C_{25}, C_{45} — коэффициент жесткости упругих элементов трансмиссии привода фрез;

$\varphi_2, \varphi_3, \varphi_{4л}, \varphi_{4п}, \varphi_{5л}$ и $\varphi_{5п}$ — углы закручивания вращающихся масс при колебаниях;

$\varphi_2'', \varphi_3'', \varphi_4'', \varphi_{4л}'', \varphi_{4п}'', \varphi_{5л}''$ и $\varphi_{5п}''$ — угловые ускорения вращающихся масс;

$M_{с.л}$ и $M_{с.п}$ — внешний момент сопротивления на правой и левой фрезях.

В расчетной схеме переходные этапы зависят от следующих определяющих признаков:

1/ буксование главной муфты сцепления I;

2/ буксование предохранительных фрикционных муфт II и III.

В зависимости от наличия или отсутствия, перечисленных признаков, переходный процесс описывается той или другой системой уравнений.

Анализ результатов теоретических исследований

Динамические нагрузки исследовались в зависимости от изменения величины и характера приложения внешней нагрузки действующей на силовую передачу и от величины момента трения предохранительной муфты.

Изменение внешней нагрузки задавалось по закону синусоиды и по закону, имитирующему ударное воздействие массы обрушаемого грунта на фрезы. Эти закономерности были выбраны на основе наблюдений за характером работы первых опытных образцов новых машин.

В результате решения уравнений движения системы на электронной цифровой вычислительной машине /ЭЦВМ/ "Минск-22" с применением алгоритмического языка "автокод-инженер" /АКИ/ получены данные, по которым построены графики изменения моментов по времени на валу главной муфты сцепления M_{23} и полуосях правой и левой фрез M_{45} , приведенных к валу двигателя, в зависимости от величины приложенной внешней нагрузки M_C , моментов трения предохранительных муфт M_{II} и M_{III} и муфты сцепления M_I .

Результаты расчетов показывают, что работа двухфрезерных каналокопателей, использующих принцип разработки грунта с частичным его обрушением, сопровождается свободными крутильными колебаниями его силовой передачи.

Анализ графиков показал, что при достижении момента на предохранительных муфтах II и III величины, превышающей расчетную на 17-20%, на которую отрегулированы муфты, наступает их буксование.

После первого импульса /пробуксовки муфт/ упругая система начинает колебаться с высокой частотой.

Величина амплитуды колебаний не только зависит от характера изменения внешних нагрузок, т.е. от обрушения грунта, но и от параметров инерционных масс, связанных с упругими валами силовой передачи и двигателя. Собственные колебания этих масс, суммируясь с колебаниями внешних нагрузок, создают значительные крутящие моменты в деталях силовой передачи.

Анализ теоретических исследований показал, что амплитуды моментов M_{23} и M_{45} зависят от момента трения предохранительных муфт M_{II} и M_{III} и точности их регулировки.

Установлено, что при мгновенном приложении внешней нагруз-

ки изменения моментов M_{23} и M_{45} имеют отчетливо выраженный колебательный характер. Моменты на валу главной муфты сцепления M_{23} в полуосях фрез M_{45} превышают те же моменты при синусоидальном изменении внешнего момента /при одинаковой величине амплитуды/ соответственно в 1,57 и 1,1 раза. Момент на полуосях фрез M_{45} имеет незначительное увеличение примерно на 10%, что объясняется пробуксовкой предохранительных муфт II и III.

Таким образом при мгновенном приложении внешней нагрузки, упругая система испытывает более интенсивное дополнительное нагружение. Максимальный момент на валу муфты сцепления превышает средние значения внешней нагрузки в 2,47-3,58 и максимальные значения внешней нагрузки в 1,27-2,56 раз. Значения превышения зависит от величины внешней нагрузки и характера ее приложения.

Влияние предохранительных муфт II и III на величину динамических нагрузок исследовалось в зависимости от величины и характера приложения внешней нагрузки, действующей на силовую передачу и от величины момента трения предохранительной муфты.

Расчет моментов, возникающих в приводе каналокопателя, проводился при условии, что предохранительные муфты отрегулированы на передачу одной фрезой крутящего момента равного:

$a / M_{II} = 3200$ кгсм и $b / M_{II} = \infty$ /значительная затяжка предохранительных муфт/.

Результаты расчетов на ЭЦМ для первого случая показывают, что предохранительные муфты II и III двухфрезерного каналокопателя срабатывают при моменте на валу фрез, не равном расчетному моменту трения муфты $M_{II} = 3200$ кгсм/. Пробуксовка муфт происходит при моменте, превышающем расчетный на 17-20%. Эти вели-

чина превышения момента M_{45} над расчетным моментом трения имеет примерно одно и то же значение /независимо от характера и величины приложенной внешней нагрузки/ и зависит только от расчетной величины момента трения муфты, на который она отрегулирована. Это также подтверждается результатами расчетов на ЭЦМ при мгновенном ударе приложении внешней нагрузки M_0 в муфтах предельного момента II и III, отрегулированных на передачу момента трения равного бесконечности /муфты заматы/.

Максимальные крутящие моменты M_{23} и M_{45} в зависимости от вышеперечисленных величин приведены в таблице I.

Таблица I

Характер нагрузки	Δ кгсм	M_I кгсм	$M_{II} = M_{III}$ кгсм	M_{23} кгсм	M_{45} кгсм
Мгновенный	3500	17300	∞	18850	9650

При значительной затяжке предохранительной муфты она работает как жесткий элемент конструкции и не срывается при перегрузках. В этом случае в трансмиссии привода фрез возникают большие динамические нагрузки. Главная муфта сцепления I и предохранительные муфты II и III не пробуксовывают.

Моменты M_{23} и M_{45} имеют величины в 1,98 и 2,56 раза превышающие соответствующие моменты при расчетном моменте трения муфты $M_{II} = 3200$ кгсм/. Установлено, что предохранительные муфты отрегулированные на заданный момент трения значительно снижают динамические нагрузки в трансмиссии двухфрезерных каналокопателей, хотя полностью и не предохраняют силовую передачу от перегрузок.

Анализ результатов исследования привода двухфрезерных ка-

налокопателей методом математического моделирования показывает, что максимальные динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии привода фрез, теоретически могут превышать среднее значение внешней нагрузки M_c в несколько раз.

Для характеристики величины динамических нагрузок приняты: коэффициент K_d динамичности, равный $K_d = \frac{M_{max}}{M_{c,ср}}$ и коэффициент K_n неравномерности, равный $K_n = \frac{M_{max} - M_{min}}{M_{c,ср}} \cdot 100\%$.

Величины динамических коэффициентов в зависимости от регулировки предохранительных муфт и характера внешней нагрузки приведены в таблице 2.

Таблица 2

Характер нагрузки	A кгс/см	$M_{II} = M_{III}$ кгс/см	M_{23} кгс/см	$M_{c,ср}$ кгс/см	K_d
Синусо- идеальный	2000	3200	6664	2700	2,47
	3500	3200	8927	3600	2,48
Мгновенный	3500	3200	9571	3500	2,76
	3500	∞	18850	5250	3,58

Анализ таблицы 2 показывает, что при условии ограничения крутящего момента предохранительными муфтами максимальные динамические коэффициенты двухфрезерного каналокопателя лежат в следующих пределах при синусоидальном приложении нагрузки:

$$K_d = 2,47-2,48, \text{ при мгновенном } K_d = 2,76.$$

В случае, когда предохранительные муфты не обеспечивают надежного ограничения крутящего момента, т.е. муфты затянуты, величина динамического коэффициента равнялась $K_d = 3,58$ при мгновенном приложении внешней нагрузки.

Экспериментальное исследование работы
двухфрезерных каналокопателей

Исследование динамических нагрузок, возникающих в приводе рабочего органа, и энергозатрат на привод фрезерных каналокопателей осуществлялось путем замера крутящего момента на полуоси фрезы и числа ее оборотов. Для чего был изготовлен тензополосный датчик, который устанавливался вместо полуоси фрез. Измерение проводилось методом электротензометрирования. По экспериментальным данным о крутящих моментах и числах оборотов определялась мощность, затрачиваемая на резание и выбрасывание грунта фрезами, и выявлялись максимальные, средние и минимальные динамические нагрузки, возникающие в приводе рабочего органа.

Кроме того замерялись: скорость движения каналокопателя, размеры отрываемого канала и кавальеров, образуемых при выбросе грунта и путь, пройденный машиной.

Исследование каналокопателя проводилось при строительстве каналов глубиной 1,2 м с заложением откосов 1:1 на участках болота с толщиной торфа до 1500 мм, влажностью в пределах 73-84% и с объемным весом 0,9-1,1 т/м³, а также на участках минерального грунта влажностью 10-24% и с объемным весом 1,4-2,0 т/м³. Исследования проходили в расчетном диапазоне поступательных скоростей 33-270 м/час и окружных скоростей фрез 9,37-15 м/сек. Для каждой скорости фрез и движения проводилось не менее трех опытов.

Измерения выполнялись с помощью передвижной тензолaborатория, оборудованной усилителем В АНЧ - 7М, осциллографом Н-700 и соответствующим силовым оборудованием.

Исследованиями установлено, что изменение крутящего момента на тензозалах привода фрез имеет колебательный характер. Пиковые значения крутящих моментов значительно превосходят величину среднего момента $M_{\text{ср}}$.

Колебательный характер крутящего момента обусловлен изменением момента сопротивления на фрезях. Эти изменения объясняются главным образом обрушением подрезанного грунта на фрезы, вызывающим дополнительное нагружение трансмиссии привода фрез. Амплитуда колебаний зависит в основном от массы обрушающегося объема грунта, высоты его падения на фрезы, точности регулировки предохранительных муфт и величины периода свободных колебаний вращающихся масс трансмиссии.

Анализ показывает, что силовая передача привода фрез подвержена воздействию переменных динамических нагрузок. Установлено, что коэффициент динамичности K_d работы полуоси привода фрез оказался равным 2,5-3,7, а коэффициент неравномерности загрузки фрез находился в пределах 162-186%.

Экспериментальные исследования дали возможность определить некоторые пути совершенствования двухфрезерных каналокопателей.

Получены некоторые соображения относительно увеличения глубины копания без изменения параметров фрез рабочего органа. Увеличение глубины отрития канала может быть достигнуто при тех же размерах фрез, только путем создания свободного пространства перед передними торцами фрез /выбросных лопаток/ за счет снятия нависшего над фрезами клина грунта съёмными плужками. В этом случае максимальную глубину канала следует определять с учетом глубины канавки, открытой плужками.

Анализ результатов экспериментальных исследований и их сравнение с теоретическими.

На основании анализа результатов экспериментальных исследований уточнены существующие методы расчета энергозатрат на привод рабочих органов фрезерных каналокопателей.

Процесс разработки грунта фрезами представлен качественно в виде структурной модели, синтезированной из суммы трех моделей. Каждая из них состоит из пяти однотипных элементов: фрезерование грунта и разрушение силой гравитации, деформации грунта ударом ножей и лопаток, разгона до скорости выброса, трения грунта о грунт забоя и подъема всего грунта из канала.

Принятая структурная модель процесса разработки грунта фрезами позволила представить баланс мощности на привод двухфрезерного каналокопателя в следующем общем виде:

$$N_{\text{пр}} = \frac{1}{\eta_{\text{тр}}} (N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6) \quad /2/$$

где N_1 - мощность на фрезерование грунта ножами фрез по периметру забоя, л.с.;

N_2 - мощность на деформацию грунта ударом и на разгон до скорости выброса, л.с.;

N_3 - мощность на трение грунта, находящегося на концах лопаток, о грунт забоя, л.с.;

N_4 - мощность на подъем грунта из канала, л.с.;

N_5 - мощность на фрезерование грунта торцевыми кромками лопаток, л.с.;

N_6 - мощность на вентиляцию воздуха фрезами, л.с.;

$\eta_{\text{тр}}$ - КПД силовой передачи привода фрез.

Представленный баланс мощности на привод двухфрезерных каналокопателей в виде шести составляющих отражает физический

процесс разработки грунта фрезами. Полученные зависимости могут быть использованы при проектных расчетах баланса мощности двухфрезерных каналокопателей.

Анализ баланса мощности показал, что в интервале изменения отношения площади фрезеруемого грунта к полному поперечному сечению канала „ P “ от 0,2 до 0,8, мощность на фрезерование возрастает незначительно, всего на 17%. Этот факт следует учитывать, имея ввиду, что во время обрушения грунтовых призм на фрезы, возникают динамические нагрузки, величины которых зависят от размеров обрушающихся призм грунта. Поэтому необходимо при проектировании фрезерных каналокопателей выбрать оптимальное соотношение „ P “, которое позволит при незначительном увеличении мощности на фрезерование, существенно уменьшить объем обрушаемого грунта и снизить динамические нагрузки и энергетические затраты, связанные с обрушением грунта.

Установлено, что с увеличением окружной скорости фрез от 9,37 м/сек до 15 м/сек, при отрывке канала постоянной глубины и одной и той же скоростью поступательного движения, потребляемая мощность возрастает на 30%.

Результаты исследования позволили установить, что качество разбрасывания грунта при окружной скорости фрезы 8-9 м/сек вполне отвечает требованиям мелiorаторов. Поэтому окружные скорости $U_f = 8-9$ м/сек можно рекомендовать, как оптимальные.

Сравнение теоретических данных, полученных с помощью математической модели с экспериментальными показывает, что вид и характер изменения динамических нагрузок в приводе каналокопателя в том и другом случае качественно идентичны.

Величины динамических коэффициентов, полученные теоретичес-

ки достигали $K_g = 2,47-2,76$ и отличались от данных эксперимента на 12-25%. Коэффициент неравномерности находился в пределах 188-256% и отличился от экспериментальных данных на 6-17%.

Полученные расхождения теоретических и экспериментальных данных объясняется тем, что при расчете упругой динамической схемы силовой передачи двухфрезерного каналокопателя рассматривалась идеализованная система без учета потерь на трение, учета зазоров и других факторов, оказывающих влияние на величину динамических нагрузок. Эти расхождения следует учитывать при расчете привода фрез на прочность, приняв коэффициент динамичности равным $K_g = K_g' \cdot K_n$.

где K_g' - коэффициент динамичности, полученный теоретическим расчетом;

$K_n = 1,12-1,25$ - опытный коэффициент, учитывающий реальные условия работы привода двухфрезерного каналокопателя.

Выводы и предложения

1. При теоретическом изучении динамических нагрузок двухфрезерного каналокопателя может быть использована пятимассовая динамическая схема привода двухфрезерного каналокопателя.

2. Принятая пятимассовая динамическая схема привода и составленные дифференциальные уравнения позволили применить метод математического моделирования с помощью электронной вычислительной машины /ЭЦВМ/ для осуществления в короткое время и при минимальных материальных затратах теоретического исследования динамики привода двухфрезерных каналокопателей.

3. Математическое исследование расчетной пятимассовой схе-

мы с помощью ЭЦМ показало, что в приводе двухфрезерного каналокопателя действуют динамические нагрузки, возникающие вследствие свободных колебаний вращающихся масс металлов двигателя, трансмиссия и фрез.

4. Экспериментальные исследования подтвердили данные теоретических исследований о величине и характере динамических нагрузок.

5. Динамические нагрузки значительно превышают статические и значения их зависят от характера и величины внешней нагрузки, от моментов инерции вращающихся масс и от величины момента трения предохранительных муфт.

6. Применение пятимассовой динамической схемы и ее математической модели позволяет исследовать влияние различных конструктивных и эксплуатационных факторов на величину и характер динамических нагрузок /регулировка предохранительных муфт, величина вращающихся масс/.

В результате проведенной работы установлено.

1. Предохранительные муфты и главная муфта сцепления двигателя не могут полностью предохранить силовую передачу от динамических перегрузок.

2. Высоочастотные динамические нагрузки на валу главной муфты сцепления и полусах фрез возникают в основном из-за начальной пробуксовки предохранительных муфт.

3. Величина момента трения предохранительных муфт оказывает значительное влияние на динамику работы привода.

4. Величина динамических нагрузок в значительной степени зависит от характера внешних сопротивлений.

5. Силовая передача привода фрез каналокопателя подвергается

ся переменному динамическому нагружению в момент обрушения грунта. Частота обрушений зависит от поступательной скорости движения, глубины отрываемого канала, плотности и влажности грунта. В момент обрушений коэффициент динамичности K_d полуоси привода фрез равняется 2,5-3,7.

6. Неравномерность крутящего момента в трансмиссии каналокопателя и степень загрузки фрез характеризуются коэффициентом неравномерности K_n , величина которого находится в пределах 162-186%.

7. Изменение крутящего момента на тензовалу при работе с расчетной окружной скоростью фрезы 15 м/сек практически носит такой же характер, как и при работе со скоростью фрезы 9,37 м/сек.

8. Увеличение окружной скорости фрезы с 9,37 м/сек до 15 м/сек при отрывке канала постоянной глубины и при одной и той же скорости поступательного движения ведет к росту потребляемой мощности на 25-30%.

9. Разбрасывание грунта при окружной скорости фрез 8-9 м/сек происходит равномерным слоем, что удовлетворяет санитарно-гигиеническим требованиям. Максимальная высота кавальера насыпного грунта не превышает 225 мм.

10. Максимальный крутящий момент, замеренный во время исследований на тензовалу привода фрезы, по своей величине превосходит расчетный момент в 2,9 раза.

II. Выбранная упрощенная динамическая схема привода и математическая модель каналокопателя обеспечивает необходимую для практических расчетов достоверность данных о динамических нагрузках, возникающих в приводе фрезерных каналокопателей и

отражает реальные условия их работы:

а/ вид и характер нагрузок в трансмиссии рабочего органа, полученный теоретическим расчетом и экспериментом качественно идентичны;

б/ расчетные значения коэффициента динамичности $K_d = 2,47 - 2,76$, полученные теоретически, отличаются от экспериментальных на 12-25%;

в/ теоретические значения коэффициента неравномерности загрузки фрез $K_H = 188-256\%$ отличаются от экспериментальных на 6-17%.

12. Исследование энергозатрат фрезерных каналокопателей с инерционной разгрузкой подтвердило, что предложенная структурная модель процесса разработки грунта фрезами и формула для определения энергозатрат на привод фрез обеспечивают удовлетворительную точность для практических расчетов потребной мощности на привод фрез. Расчетные значения мощности, полученные по предлагаемой формуле отличаются от данных эксперимента не более чем на 10%.

13. Установлены теоретические зависимости между окружной скоростью фрез, поступательной скоростью машины, отношением площади фрезеруемого грунта к площади поперечного сечения канала, размерами канала, свойствами грунта и погрешной мощностью на привод фрез.

Анализ материалов исследований и выводов позволяет сделать следующие рекомендации.

1. Теоретическое исследование двухфрезерных каналокопателей с достаточной для предварительных технических расчетов достоверностью целесообразно проводить методом математического мо-

делирования на основе анализа пятимассовой упрощенной схемы привода фрез. Исследование методом математического моделирования позволяет получить в более короткое время и при минимальных затратах необходимые данные и недостающие знания для создания и совершенствования машин, наметить наиболее экономически эффективные параметры, предсказать их работоспособность, надежность и долговечность.

2. Проксентный расчет баланса мощности фрезерных каналокопателей следует вести по формуле 2, которая обеспечивает необходимую точность и учитывает особенность работы двухфрезерных каналокопателей, использующих эффект обрушения.

3. Увеличение глубины канала при том же диаметре фрез, т.е. без изменения параметров машины, следует обеспечивать путем увеличения угла опорожнения лопаток фрез за счет снятия нависшего над фрезами клина грунта съёмными плужками.

Применение съёмных плужков позволяет значительно увеличить глубину открываемых каналов, без существенного увеличения металлоёмкости и затрат мощности, что в свою очередь приведет к увеличению производительности машины, улучшению качества открываемого канала, а также к снижению стоимости одного кубического метра вынучего грунта.

4. Снижение динамических нагрузок в трансмиссии привода фрез каналокопателя необходимо вести в направлении:

а/ уменьшения размеров обрушающихся призм грунта, например путем установки перед фрезами ножевых обрушителей, которые разрезают грунт на полосы и этим самым заранее определяют размеры призм обрушения;

б/ установки предохранительной муфты и регулировки ее на

пределный расчетный момент;

в/ создание гидромеханической передачи, как наиболее перспективного способа снижения динамических нагрузок /с применением гидротрансформатора крутящего момента/.

Применение гидротрансформатора, позволит не только уменьшить динамические нагрузки, но также и защитить двигатель от перегрузок и автоматизировать работу машины.

5. Наличие двух скоростей фрезы на каналоконкателе являеть нецелесообразно. В конструкции должна быть только одна скорость фрез. Исходя из мелiorативных требований можно рекомендовать окружную скорость фрезы в диапазоне 8-9 м/сек.

6. Прочностной расчет силовой передачи привода фрез следует вести исходя из фактически полученных значений максимального крутящего момента, превышающих среднюю внешнюю нагрузку в 2,47-2,76 раза.

Проведенные исследования показали, что ряд вопросов требует дальнейших работ по исследованию двухфрезерных каналоконкателей в направлении: учета зазора в зубчатых зацеплениях и всех видов трения на характер и величину динамических нагрузок исследуемых математическим моделированием; отыскания оптимальной формы ножей и лопаток и их влияния на динамику и тяговое сопротивление; связи геометрических параметров фрез от глубины канала и заложения откосов и влияния последних на мощностной баланс двухфрезерных каналоконкателей.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих печатных работах автора.

1. Машины для строительства каналов. Ж. "Лесная промышленность", № 6, 1968.

2. Фрезерные каналокопатели для строительства осушительных каналов и динамика их работы. Сб. научных трудов БТИ. Минск, 1969.

3. Применение двухфрезерных каналокопателей на строительстве лесосушительных систем и лесовозных дорог. Сб. "Сухопутный транспорт леса". Минск, 1969.

4. Новые каналокопатели непрерывного действия для открытой осушительной сети. Ж. "Строительные и дорожные машины", №3, 1965 /в соавторстве с Я.Я.Плотниковым и др./.

5. Энергетический расчет привода фрезерных каналокопателей. Межведомственный научно-технический сборник БТИ. Минск, 1969 /в соавторстве с В.А.Скотниковым/, /в печати/.

6. Совершенствование двухфрезерных каналокопателей. Межведомственный научно-технический сборник. Минск, 1969 /в соавторстве с В.А.Скотниковым/, /в печати/.

7. Исследование динамики привода двухфрезерного каналокопателя методом математического моделирования. Межведомственный научно-технический сборник БТИ. Минск /в печати/.

Материалы диссертации изложены в докладах.

1. Фрезерные каналокопатели для строительства осушительных каналов и динамика их работы. Доклад на научно-технической конференции БТИ им.С.М.Кирова. Минск, 1969.

2. Применение двухфрезерных каналокопателей на строительстве лесосушительных систем и лесовозных дорог. Доклад на республиканской научно-технической конференции по сухопутному транспорту леса. БТИ им.С.М.Кирова, Минск, 1969.

АТ ПІРІО ЗАК.204, ТИР 150 экз., 23 сентября 1969г.

БТИ им.С.М.Кирова, Минск, Свердлова, 13.