

Лекция №

Тема: Динамические нагрузки на колесные ЗТМ с автоматически регулируемой гидростатической трансмиссией и с механической трансмиссией

Цель лекции: определение расчетных динамических нагрузок на рабочих органах колесных ЗТМ с различными типами трансмиссий.

Вопросы: 1. Особенности силовых воздействий на рабочие органы колесных ЗТМ. Тяговые диаграммы колесных ЗТМ.
2. Динамические нагрузки на колесную ЗТМ, оборудованную автоматически регулируемые гидростатическими передачами.
3. Динамические нагрузки на колесную ЗТМ, оборудованную механической трансмиссией.
4. Сопоставление нагруженности гусеничных и колесных ЗТМ с различными трансмиссиями.

Учебная литература по рассматриваемым вопросам отсутствует. В специальных изданиях изложены основные положения к материалу данной лекции:

1. Назаров Л.В. Формирование динамических нагрузок на рабочих органах энергонасыщенных пневмоколесных ЗТМ. – проблемы создания новых машин и технологий. – Кременчуг: 1996, с. 157-161.

2. Назаров Л.В. Динамика пневмоколесных ЗТМ. – автомобильный транспорт, 1999, вып.2, с. 12-15

3. Назаров Л.В., Нестеров А.П., Перевозник И.А., Приходько В.И., Воронович В.П., Плютин И.И. сравнительные показатели динамического нагружения ЗТМ. – Автомобильный транспорт, 2000, вып. 5, с. 44-46.

Вопрос 1. Особенности силовых воздействий на рабочие органы колесных ЗТМ. Тяговые диаграммы колесных ЗТМ.

Колесные ЗТМ в большей мере, чем гусеничные склонны к образованию неровностей на поверхности забоя. Поэтому в процессе копания грунта нельзя исключить случаи заглубления рабочего органа под выпуклость, образованную предшествующим проходом машины (рис.1.). Одновременно с этим может происходить съезд передних колес во впадину и наезд задних на выпуклость.

Возможно множество вариантов сочетаний подъема-опускания отвала под неровности и этот процесс носит вероятностный характер. в простейшем случае, когда колеса ЗТМ перекатываются по плоской поверхности, а отвал заглубляется под выпуклость (рис.1), сопротивление резанию определяется толщиной стружки h .

$$h = X \operatorname{tg} \theta_1 + X \operatorname{tg} \theta_2 = X(\operatorname{tg} \theta_1 + \operatorname{tg} \theta_2),$$

где x - продольное перемещение отвала;

θ_1 - угол наклона поверхности грунта, образованный предшествующим ходом ЗТМ;

θ_2 - угол траектории движения режущей кромки отвала к опорной поверхности при его заглублении в грунт;

Первый из углов θ_1 обусловлены скоростью подъема отвала v_n , второй – скоростью опускания – v_o . При одинаковой скорости продольного перемещения бульдозера

$$\operatorname{tg}\theta_1 + \operatorname{tg}\theta_2 = \frac{v_o + v_n}{v_n}$$

Если передача насоса, питающего гидроцилиндры подъема-опускания отвала Q , то скорость выдвигания и втягивания из штоков соотносятся друг с другом следующим образом

$$\frac{v_{umh}}{v_{umo}} = \frac{4Q}{\pi D^2(1-\varepsilon^2)} \cdot \frac{\pi D^2}{4Q} = \frac{1}{1-\varepsilon^2},$$

где D - диаметр гидроцилиндра;

$\varepsilon = \frac{d}{D}$ - коэффициент, определяемый отношением диаметра штока d к диаметру гидроцилиндра D .

В той же пропорции, что и для гидроцилиндров соотносятся скорости подъема v_n и опускания v_o отвала

$$\frac{v_n}{v_o} = \frac{1}{1-\varepsilon^2},$$

Поэтому $v_n = v_o \cdot \frac{1}{1-\varepsilon^2}$.

Тогда сумма тангенсов $\operatorname{tg}\theta_1 + \operatorname{tg}\theta_2$ может быть установлена следующим образом

$$\operatorname{tg}\theta_1 + \operatorname{tg}\theta_2 = \frac{v_o + v_n}{v_n} = \frac{v_o}{v_n} \left(1 + \frac{1}{1-\varepsilon^2} \right) = \frac{v_o}{v_n} \cdot \frac{2-\varepsilon^2}{1-\varepsilon^2},$$

а изменение толщины стружки h в функции перемещения машины x выражается зависимостью

$$h = x \cdot \frac{v_o}{v_n} \cdot \frac{2-\varepsilon^2}{1-\varepsilon^2}.$$

Основываясь на данных предшествующей лекции, с учетом сказанного, интенсивность возрастания сопротивления копания отвальным рабочим органом определяется приближенным соотношением

$$A \approx \frac{\partial R_n}{\partial x} = \left[(1,05 \dots 1,1) K B X \frac{v_o}{v_n} \cdot \frac{2-\varepsilon^2}{1-\varepsilon^2} \right]' = (1,05 \dots 1,1) \theta_1 K_\delta K B \frac{v_o}{v_n} \cdot \frac{2-\varepsilon^2}{1-\varepsilon^2}, \quad (1)$$

где штрихом ` обозначена производная R_n по X ;

θ_1 и K_δ - коэффициенты, учитывающие прочность грунта и угол резания;

K - удельное сопротивление резанию грунта;

B - длина отвала.

Отношение диаметров штока и поршня D стандартных гидроцилиндров (e) колеблется от 0.4 до 0.7. для бульдозера оно в среднем составляет величину $e=0.5$. По этой причине согласно (1) интенсивность возрастания сопротивления копанью грунта для колесных бульдозеров может превышать этот показатель для гусеничных ЗТМ в 2...2,5 раза. Эксперименты, выполненные в ХАДИ, подтвердили данный результат. Причем, вероятность нагружения рабочих органов колесных бульдозеров с интенсивностью возрастания сопротивления копанью грунта в 2...2,5 раза превышающей данный показатель гусеничных машин составляет более 50%. Описанное является одной из причин более высокого нормального динамического нагружения рабочего оборудования колесных ЗТМ в сравнении с гусеничными.

Вторая важная особенность нагружения внешними силами рабочего оборудования колесных ЗТМ обусловлена характеристикой буксования колесных двигателей. В отличие от гусеничных машин у колесных ЗТМ по мере нагружения их рабочих органов внешними силами коэффициент буксования движителей нарастает с нулевой позиции по T с ростом тягового усилия достаточно интенсивно (рис.2). По этой причине для колесных ЗТМ нельзя полагать малым или постоянным коэффициент буксования движителей с ростом тягового усилия от 0 до $T_\varphi - W_f$, где T_φ - предельное тяговое усилие; W_f – сопротивление передвижению. При достаточной энергонасыщенности ЗТМ, двигатель по числу оборотов малочувствителен к изменению. Тяговые усилия от 0 до T_φ . Тогда идеализированные тяговые диаграммы с различными трансмиссиями ЗТМ в безразмерных координатах $T/T_0=f(v_g/v_0)$ могут быть представлены в виде изображенном на рис.3. Их математическое описание в общем случае выражается соотношением

в котором:

T и T_0 – текущее и свободное (крюковое) предельное по сцеплению движителей с опорной поверхностью тяговые усилия;

$v_g - v_0$ – текущая и начальная скорость движения ЗТМ;

α, β - постоянные коэффициенты, зависящие от типа трансмиссии и характеристики буксования движителей;

q – показатель полинома $T/T_0=f(v_g/v_0)$

Соотношение (2) охватывает большинство вариантов системы: DBC – трансмиссия ходовое оборудование – опорная поверхность. В частности, при $T/T_0=1$ уравнение (2) соответствует гусеничной ЗТМ с механической трансмиссией (задача А.М. Холодова).

Когда $\alpha=1, \beta=0$, то равенство (2) описывает тяговую диаграмму энергонасыщенной ЗТМ с автоматически регулируемой гидростатической трансмиссией

Если же α и β - числа более нуля, а $q = 3; 5; 7$ и т.д., то тяговая характеристика ЗТМ соответствует колесной машине с механической либо гидромеханической трансмиссиями.

Большинство из решаемых задач динамики колесных ЗТМ о процессе их стопорения на основании (20) являются нелинейными, поскольку в уравнение движения входят движущие силы, зависящие от действительной скорости ЗТМ в степени отличной от 0 и 1.

Рассмотрим основные случаи нагружения колесных ЗТМ при внедрении рабочего органа в грунт или его ударе о трудно преодолимое препятствие.

Вопрос 2. Динамические нагрузки на колесную ЗТМ, оборудованную автоматически регулируемыми гидростатическими передачами (АГСТ).

Так же как и для гусеничной ЗТМ будем полагать, что горизонтальное усилие на рабочем органе R_H обусловлено перемещением машины x и интенсивностью возрастания сопротивления внедрению рабочего органа в разрабатываемую среду A

Тяговая диаграмма колесной ЗТМ с автоматически регулируемыми гидростатическими передачами в тяговом приводе в простейшем случае может быть представлена в линейной форме (рис.3). В этой связи движущее усилие выражается равенством (3)

где v - текущая и начальная скорости движения ЗТМ.

С учетом последнего соотношения уравнение движения ЗТМ и АГСТ в процессе стопорения имеет вид

в котором $R_{\text{пр}}$, где как и ранее, $R_{\text{пр}}$ - предельное по сцеплению тяговое усилие; $R_{\text{кат}}$ - сопротивление перекачиванию ЗТМ.

После его приведения к канонической форме, полагая, что

будем иметь

где w - частота свободных колебаний массы m на условной пружине жесткостью A ;

n - коэффициент демпфирования, характеризующий диссипативные силы - силы всякого сопротивления, пропорциональные скорости \dot{x} .

Дифференциальное уравнения (6) имеет два решения (см. справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям Камке). В первом из них, когда относительно малы интенсивность A и скорость v_0 , а $w/n \leq 1,0$ решением уравнения (6) является функция

$$x(t) =$$

определяющая перемещение ЗТМ x во времени t . Показатели экспонент K_1 и K_2 на основании характеристического уравнения (см. Камке) рассчитываются по выражениям

В рассматриваемом случае $w/n \leq 1,0$. Это возможно, если $w \leq n$ или по

определению w и n

В этой ситуации (второй вариант решения уравнения (6) перемещение ЗТМ описывается равенством

в котором C_1 и C_2 – постоянные интегрирования, а

поскольку $w/n \geq 1.0$.

Первая производная x по времени t (16) определяет изменение скорости движения ЗТМ в процессе стопорения

Постоянные интегрирования дифференциального уравнения (6) отыскиваются решением равенств (16), (17) при начальных условиях: $t=0$; $x=0$; $\dot{X}=v_0$

Учитывая, что на рабочем органе ЗТМ $R_H=AX$, после подстановки C_1 и C_2 в соотношение (16) находим

Исследование функции (18) на экстремум показывает, что таковой достигается, когда

$$\dot{X} = 0. \quad (17)$$

Из этого условия на основании зависимости (17) отыскиваются значения \sin и \cos , соответствующие $R_H=R_{Hmax}$ и времени стопорения ЗТМ – t_0 :

Обращает на себя внимание то обстоятельство, что $\cos \frac{\lambda}{2} t_0 < 1,0$. Из это следует, что $\frac{\lambda}{2} t_0 < \frac{\pi}{2}$, а $t_0 = \frac{2}{\pi} \arccos\left(-\frac{n}{w}\right)$.

После подстановки $\sin \frac{\lambda}{2} t_0$ и $\cos \frac{\lambda}{2} t_0$ в равенство (18) при принятых обозначениях:

$$\frac{\lambda}{2} = \sqrt{w^2 - n^2}, \quad w = \sqrt{\frac{A}{m}}, \quad n = \frac{T_0}{2v_0 m},$$

отыскивается наибольшее усилие на рабочем органе колесной ЗТМ с АГСТ в тяговом приводе. Когда $v_0 \sqrt{A} \geq T_0 / 2\sqrt{m}$, то

$$R_{Hmax} = T_0 + e^{-nt_0} v_0 \sqrt{Am}, \quad (20)$$

t_0 определяется зависимостью (19) при $n = \frac{T_0}{2v_0 m}$, имея в виду, что $T_0 = T_\phi - W_f$, где

T_ϕ – предельное по сцеплению тяговое усилие; W_f – сопротивление перекачиванию ЗТМ.

Сравнивая полученный результат с формулой А.М. Холодова (Лекция №) нетрудно заметить следующее. При одинаковых значениях $T_{\phi} - W_f$, $v_0 = v_H$, A и m ЗТМ с АГСТ в сочетании с колесным ходом из-за демпфирующих свойств тягового привода формирует меньшие нагрузки на рабочих органах в сравнении с гусеничной ЗТМ, оборудованной механической трансмиссией. Правда, это еще не свидетельствует о меньшей нагруженности колесной ЗТМ вообще, поскольку начальная скорость таких машин и интенсивность возрастанию сопротивления копания ими грунта могут оказаться более высокими.

Вопрос 3. Динамические нагрузки на колесную ЗТМ, оборудованную механической трансмиссией.

Пневмоколесные ЗТМ, оборудованные механической трансмиссией (МТ), имеют существенно нелинейные тяговые диаграммы (рис.3). Поскольку они заключены в пределах поля, образованного характеристиками гусеничной ЗТМ с МТ и колесной ЗТМ с АГСТ, то вправе предположить, что при таких равных условиях динамические нагрузки на рабочих органах колесных ЗТМ с МТ будут более установленных для колесных машин

.....

В определенных условиях они могут оказаться большими. Обусловлено это более высокими начальными скоростными колесных ЗТМ, а для бульдозеров и увеличенным значением интенсивности возрастания сопротивления копания грунта. В качестве расчетных для колесных ЗТМ с гидромеханической трансмиссией следует принимать скорость холостого хода на первом диапазоне КП. для ЗТМ, оборудованных гидростатическими передачами в тяговом приводе, в качестве расчетной следует принимать начальную скорость, вдвое превышающую скорость движения машины, допускающую по мощности ДВС полное буксование движителей. И, наконец, необходимо отметить, что с ростом начальной скорости приведенной жесткости препятствия и рабочего оборудования коэффициент K_v повышается. В пределе при $v_0 \rightarrow \infty$ или $A \rightarrow \infty$ K_v стремится к 1,0 и формула (28) трансформируется в зависимость А.М. Холодова. В реальных условиях для существующих колесных ЗТМ с МТ коэффициент K_v не более 0,5...0,8. Для ЗТМ с АГСТ он не превышает 0,2 при начальных скоростях до 3,0 м/с.

Контрольные вопросы:

1. Чем объяснить, что интенсивность возрастания сопротивления копанью грунта для колесного бульдозера больше, чем для гусеничного?
2. Чем обусловлены различные углы наклона поверхностей выпуклостей и впадин на поверхности бульдозерного забоя?
3. По какой причине коэффициент буксования колесных движателей нельзя полагать малым с увеличением тягового усилия до T_{ϕ} ?
4. Что собой представляют тяговые диаграммы ЗТМ в безразмерных координатах?
5. В чем отличие тяговых диаграмм колесных ЗТМ с АГСТ и МТ от гусеничных машин с МТ?
6. Чем объяснить, что при относительно малых начальных скоростях ЗТМ и АГСТ нагрузки на рабочем органе практически не зависят от скорости?
7. Что отличает формулу оценки нагрузок на рабочем органе ЗТМ с АГСТ от формулы А.М. Холодова?
8. Чем можно объяснить меньшее значения общей нагрузки на рабочем органе колесной ЗТМ с МТ в сравнении с гусеничной ЗТМ?
9. Каков смысл коэффициента снижения инерционной составляющей нагружения колесной ЗТМ?
10. Какой из тяговых приводов ЗТМ обеспечивает при равных условиях более мягкое нагружение рабочего оборудования?
11. В чем причина повышенных динамических нагрузок колесных ЗТМ в сравнении с гусеничными?