

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ЛИПЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

*Кафедра автомобилей и тракторов*

**ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ  
С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ**

*Методические указания*  
к курсовой и самостоятельной работе для студентов  
специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение»

Составитель С.П. Баженов



Липецк 2003

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ЛИПЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

*Кафедра автомобилей и тракторов*

**ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ  
С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ**

*Методические указания*  
к курсовой и самостоятельной работе для студентов  
специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение»

Составитель С.П. Баженов

Липецк 2003

УДК 629. 114.2 (07)  
Б 163

Баженов С.П. Тяговый расчет гусеничной машины с гидродинамической передачей. Методические указания к курсовой и самостоятельной работе для студентов специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение»/ С.П. Баженов. – Липецк: ЛГТУ, 2003. – 39 с.

Предназначены для студентов 4, 5, 6 курсов специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение», очного и очно – заочного факультетов.

В методических указаниях приведены особенности характеристик гидродинамических передач применительно к трансмиссиям самоходных машин. Дана методика выбора параметров трансмиссии и тягового расчета гусеничной машины с гидродинамической передачей.

Ил. 14. Библиогр.: 11 назв.

Рецензент Б.А. Новожилов

## 1. ПРИМЕНЯЕМЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $M_n$  - крутящий момент на насосном колесе гидротрансформатора;  
 $M'_n$  - приведенный к валу двигателя крутящий момент на насосном колесе;  
 $M_p$  - крутящий момент на реакторе гидротрансформатора;  
 $M_{св}$  - свободный крутящий момент двигателя;  
 $M_t$  - крутящий момент на турбинном колесе гидротрансформатора;  
 $\Pi$  - коэффициентом прозрачности гидротрансформатора;  
 $B$  - колея машины;  
 $D$  - динамический фактор;  
 $D_a$  - активный диаметр гидротрансформатора;  
 $F$  - площадь поперечного сечения машины;  
 $G$  - вес машины с грузом;  
 $G_m$  - часовой расход топлива;  
 $H$  - габаритная высота машины;  
 $N_k$  - мощность на ведущих колесах машины;  
 $N_{nom}$  - мощность потребителей;  
 $N_{св}$  - свободная мощность двигателя;  
 $N_e$  - эффективная мощность двигателя;  
 $N_f$  - мощность сопротивления прямолинейному движению;  
 $N_w$  - мощность сопротивления воздуха;  
 $P_k$  - сила тяги машины;  
 $P_{k\max}$  - максимальная сила тяги;  
 $P_{k\min}$  - минимальная сила тяги;  
 $P_f$  - сила сопротивления движению со стороны дороги;  
 $P_w$  - сила сопротивления воздуха;  
 $V$  - скорость движения машины;  
 $V_{\max}$  - максимальная скорость движения на высшей передаче;  
 $V_{\min}$  - скорость движения на низшей передаче при номинальной частоте вращения вала двигателя;  
 $k_{зр}$  - коэффициент грузоподъемности;  
 $k_{нр}$  - коэффициент прицепной нагрузки;  
 $k_m$  - коэффициент трансформации гидропередачи;  
 $d_p$  - силовой диапазон трансмиссии;  
 $d_V$  - скоростной диапазон трансмиссии;  
 $f$  - коэффициент сопротивления качению;

$g$  - ускорение свободного падения;  
 $g_e$  - удельный расход топлива;  
 $h$  - дорожный просвет машины;  
 $i$  - относительный подъем дороги;  
 $j$  - ускорение машины;  
 $k$  - число передач в КП;  
 $k_{\partial\theta}$  - коэффициент приспособляемости двигателя по моменту;  
 $k_w$  - коэффициент обтекаемости;  
 $l$  - номер передачи;  
 $m_0$  - масса машины в снаряженном состоянии;  
 $m_{ep}$  - масса транспортируемого груза;  
 $m_{np}$  - масса буксируемого прицепа с грузом;  
 $n_{\partial}$  - частота вращения вала двигателя;  
 $n_{\partial N}$  - номинальная частота вращения вала двигателя;  
 $n_{\partial xx}$  - частота вращения вала двигателя на холостом ходу;  
 $n_{\partial m}$  - частота вращения вала двигателя при максимальном моменте;  
 $n_n$  - частота вращения насосного колеса гидротрансформатора;  
 $n_m$  - частота вращения турбинного колеса гидротрансформатора;  
 $r_k$  - радиус ведущего колеса;  
 $S$  - путь разгона машины;  
 $S_0$  - путь, пройденный машиной за время разгона до минимальной скорости на первой передаче;  
 $S_n$  - путь, пройденный машиной за время переключения передачи;  
 $S_{разг}$  ~ общий путь разгона машины  
 $t$  - время разгона машины;  
 $t_0$  - продолжительность разгона машины до минимальной скорости на первой передаче;  
 $t_n$  - время переключения передачи;  
 $t_{разг}$  общее время разгона машины;  
 $i$  - передаточное число агрегата трансмиссии;  
 $i_0$  - общее передаточное число трансмиссии;  
 $i_p$  - передаточное число согласующего редуктора;  
 $i'_2$  - передаточное отношение гидротрансформатора;  
 $\alpha_{max}$  - максимальный подъем дороги;  
 $\beta$  - коэффициент приспособляемости двигателя по частоте;  
 $\gamma$  - удельный вес рабочей жидкости;

$\delta$  - коэффициент условного приращения массы машины со ступенчатой трансмиссией;  
 $\delta_n$  - коэффициент условного приращения массы машины с гидромеханической трансмиссией;  
 $\eta_0$  - общий КПД машины;  
 $\eta_{гтр}$  - КПД гидротрансформатора;  
 $\eta_{гус}$  - КПД гусеницы;  
 $\eta_m$  - механический КПД трансмиссии;  
 $\eta_p$  - КПД согласующего редуктора;  
 $\lambda$  - коэффициент потерь скорости;  
 $\lambda_n$  - коэффициент момента насосного колеса;  
 $\rho$  - плотность рабочей жидкости;  
 $\varphi$  - коэффициент сцепления гусениц с дорогой;  
 $\omega_d$  - угловая скорость вала двигателя;  
 $\psi$  - общий коэффициент сопротивления дороги прямолинейному движению машины.

## *2. ОСОБЕННОСТИ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА МАШИНЫ, ОБОРУДОВАННОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ*

### *2.1. Общие положения*

Гидродинамические передачи по характеру преобразования механической энергии можно разделить на три группы: гидромуфты, гидротрансформаторы и комплексные гидропередачи (комплексные гидротрансформаторы). Последние обеспечивают работу одного и того же агрегата в зависимости от нагрузок как в режиме гидромуфты, так и в режиме гидротрансформатора. Гидромуфты не получили распространения в трансмиссиях транспортных и тяговых машин, поэтому в дальнейшем речь будет идти только о гидротрансформаторах и комплексных гидропередачах, причем и те и другие будут называться гидротрансформаторами (ГТР).

Применение гидродинамических передач в трансмиссиях транспортных и тяговых машин предполагает одновременное использование и прочих преобразователей крутящего момента, которые должны обеспечивать изменение передаточного числа трансмиссии в процессе движения машины. Чаще всего эту функцию выполняют ступенчатые механические коробки передач, которые часто называют дополнительными коробками передач (ДКП). Подобные конструкции, включающие в себя гидродинамическую передачу и ступенчатую ДКП, получили название гидромеханических коробок передач (ГМКП).

В зависимости от способа соединения ГТР и ДКП различают однопоточные ГМКП (при последовательном соединении ГТР и ДКП) и

двухпоточные (при параллельном соединении агрегатов). В настоящей работе рассматривается случай использования в трансмиссии однопоточной ГМКП. В ряде случаев двигатель и ГТР соединяются между собой через согласующий редуктор (СР).

Тяговый расчет машины с ГМКП в силу преобразующих свойств ГТР отличается от тягового расчета аналогичной машины со ступенчатой коробкой передач. Чтобы свести эти отличия к минимуму, с точки зрения методологии удобно рассматривать двигатель, СР (если он используется) и ГТР как единую силовую установку ДВС-ГТР со своей внешней скоростной и кинематической характеристиками, и использовать эти характеристики в дальнейшем при тяговом расчете в качестве характеристики двигателя для ступенчатой трансмиссии. В этом случае все основные положения и порядок проведения тягового расчета для ступенчатой КП можно распространять и на ГМКП (с учетом отдельных замечаний, изложенных ниже).

## 2.2. Характеристики гидротрансформаторов

При установившемся режиме работы гидротрансформатора справедливо уравнение

$$M_n + M_m + M_p = 0$$

.Величина  $M_n$  определяется по формуле:

$$M_n = \rho \lambda_1 n_n^2 D_a^5 \quad (1)$$

Отношение частоты вращения турбины и насоса называется передаточным отношением ГТР

$$i_z = \frac{n_m}{n_n}. \quad (2)$$

Коэффициент трансформации или силовое передаточное число

$$k_m = \frac{M_n}{M_m}. \quad (3)$$

Величина  $k_m$  изменяется от максимального значения  $k_{m0}$  при  $n_m = 0$  (при стоповом режиме) до  $k_m = 0$  при снятии нагрузки ( $M_m = 0$ ). Коэффициент полезного действия ГТР

$$\eta_{zmp} = \frac{M_m n_m}{M_n n_n} = k_m i_z. \quad (4)$$

Степень прозрачности ГТР характеризуется коэффициентом прозрачности.

$$\Pi = \frac{M_{n \max}}{M_n} = \frac{\lambda_{n \max}}{\lambda_n}.$$

При монотонном изменении  $M_n$  максимальный момент соответствует стоповому режиму ( $M_{n \max} = M_{n0}$ ,  $\lambda_{n \max} = \lambda_{n0}$ ).

Тяговые свойства ГТР оцениваются с помощью внешних характеристик, снимаемых опытным путем на стендах и показывающих изменение момента на насосном колесе, момента на турбинном колесе и КПД передачи от частоты вращения или от передаточного отношения.

В практических целях удобно пользоваться безразмерной характеристикой ГТР. Строится она пересчетом из внешней характеристики с использованием соотношений (1), (2), (3), (4) и представляет собой законы изменения  $\lambda_n, k_m$  и  $\eta_{гтр}$  в зависимости от  $i_2$ . Характеристика задается либо графически, либо в табличной форме. Часто вместо коэффициента  $\lambda_n$  дается значение  $\rho\lambda_n$  или  $\gamma\lambda_n$ . При использовании безразмерной характеристики ГТР в своих расчетах особое внимание следует обратить на размерность этих коэффициентов и при необходимости выполнить соответствующие преобразования. Рекомендуется для значений коэффициента  $\lambda_n$  использовать

$$\text{размерность } \frac{H \cdot \text{мин}^2}{\text{кг} \cdot \text{м}} = \frac{\text{мин}^2}{\text{с}^2}.$$

Типичный вид безразмерной характеристики комплексной гидропередачи с одним реактором представлен на рис. 2.1.

Для построения тяговой характеристики машины и оценки совместной работы гидропередачи с двигателем строятся ее входная и выходная характеристики. Параметры этой характеристики могут иметь размерность, а название «безразмерная» говорит о том, что зависимости, представленные на этой характеристике справедливы (в определенных пределах) для любого ГТР подобного типа, независимо от размера активного диаметра гидропередачи. Известные графические методы их построения довольно трудоемки, поэтому рекомендуется ориентироваться на использование машинных методов расчета с применением ЭВМ, а для оценки результатов расчета использовать средства машинной графики.

### 2.3. Характеристика совместной работы двигателя и ГТР (входная характеристика гидропередачи)

Для установившегося режима работы  $M_{св} = M'_n$ .

Здесь  $M'_n$  - момент внешней нагрузки двигателя (со стороны насосного колеса) или приведенный к валу двигателя момент на насосном колесе. При наличии СР

$$M'_n = \frac{M_n}{i_p \eta_p}; \quad n_d = n_n i_p. \quad (5)$$

При отсутствии редуктора  $M'_n = M_n$  и  $n_d = n_n$ .



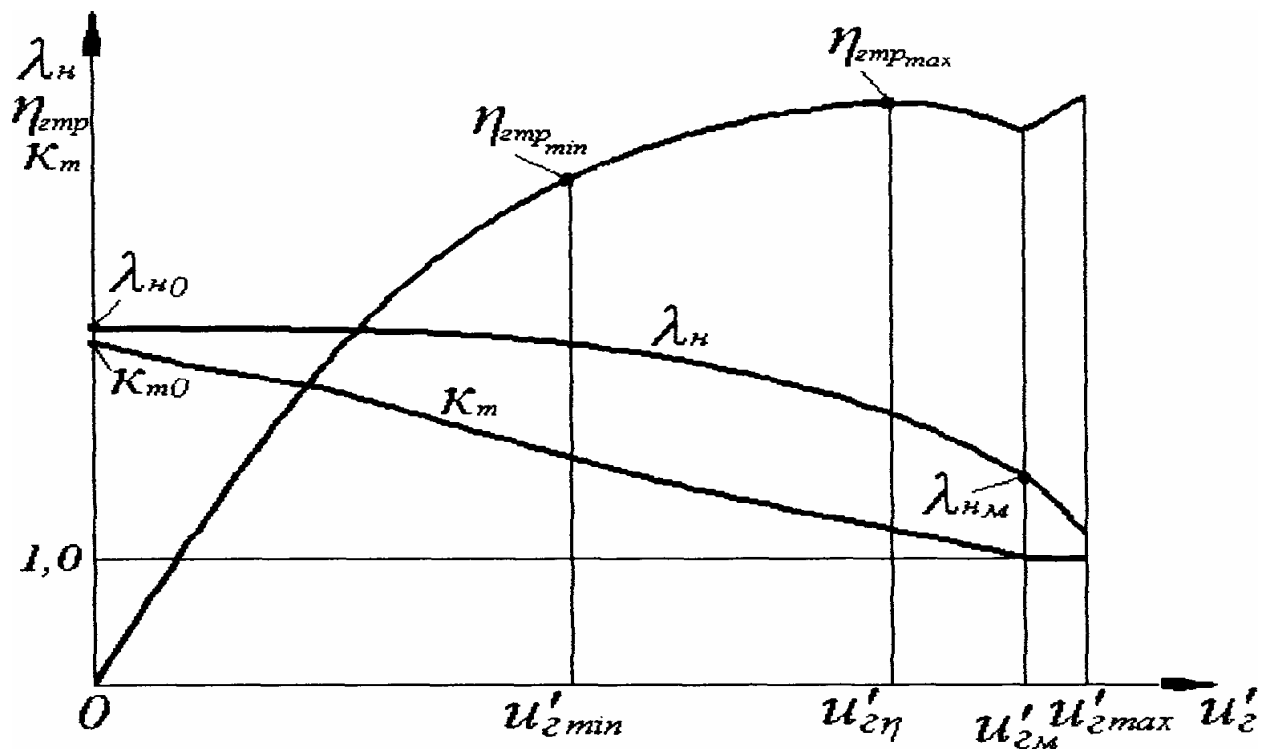


Рис.2.1. Безразмерная характеристика ГТР

Совмещенные на одном графике характеристики  $M_{св} = f(n_{\partial})$  и  $M'_n = \psi(n_{\partial})$  для ряда скоростных передаточных отношений ГТР называются характеристикой совместной работы двигателя и ГТР.

Исходными данными для построения этой характеристики являются скоростная внешняя характеристика двигателя, безразмерная характеристика ГТР, параметры  $i_p$  и  $\eta_p$  СР (если он присутствует) и величина активного диаметра гидropередачи  $D_a$ .

Зависимость  $M_{\partial} = f(n_{\partial})$  определяется по внешней характеристике двигателя. Зависимость  $M'_n = \psi(n_{\partial})$  рассчитывается с использованием выражений (5) и представляет собой квадратичную зависимость (параболу нагружения).

$$M'_n = \frac{\rho \lambda_n n_{\partial}^2 D_a^5}{i_p^3 \eta_p}. \quad (6)$$

Точка пересечения кривой момента двигателя и параболы нагружения (точка «входа») определяет режим совместной работы двигателя и ГТР. При построении входной характеристики наносятся несколько параметров нагружения для характерных режимов работы ГТР. Как правило, это режим полного торможения выходного вала ГТР или «стоповый» режим ( $i'_2 = 0$ ), режим для максимального значения  $\lambda_n$  (может совпадать со «стоповым» режимом), режим максимального кпд при работе на режиме

гидротрансформатора ( $i'_2 = i'_{2\eta}$ ), переход на режим гидромuffты ( $i'_2 = i'_{2M}$ ), режим минимального допустимого значения КПД ГТР ( $\eta_{гтр\min} = 0,8 \dots 0,85$ ) для длительной работы ( $i'_2 = i'_{2\min}$ ), режим максимального значения передаточного отношения при длительной работе (для комплексной передачи  $i'_{2\max} \approx 0,95$ ).

Частота вращения вала двигателя в точке «входа» может быть определена либо графически, либо аналитически. При аналитическом способе решения может быть предложен следующий метод.

Зависимость  $M_{св} = f(n_{\partial})$  аппроксимируется кубическим полиномом

$$M_{св} = a_{m0} + a_{m1}n_{\partial} + a_{m2}n_{\partial}^2 + a_{m3}n_{\partial}^3$$

Коэффициенты  $a_m$  определяются отдельно для корректорного и регуляторного участков скоростной внешней характеристики (см. Приложение 1).

Тогда

$$M_{св} - M'_H = a_{m0} + a_{m1}n_{\partial} + a_{m2}n_{\partial}^2 + a_{m3}n_{\partial}^3 - \frac{\rho\lambda_H n_{\partial}^2 D_a^5}{i_p^3 \eta_p} = 0.$$

Значения  $n_{\partial}$ , соответствующие точке «входа» для каждого выбранного передаточного отношения находятся путем решения кубического уравнения.

$$a_{m3}n_{\partial}^3 + \left( a_{m2} - \frac{\rho\lambda_H D_a^5}{i_p^3 \eta_p} \right) n_{\partial}^2 + a_{m1}n_{\partial} + a_{m0} = 0. \quad (7)$$

Если зависимость  $M_{св} = f(n_{\partial})$  аппроксимируется полиномом второй степени, уравнение (7) превращается в квадратное ( $a_{m3} = 0$ ).

Определенный интерес для анализа характеристики совместной работы двигателя и ГТР представляет режим работы в точке перехода на участок регуляторной ветви. Значение  $\lambda_H$  при этом определяется из уравнения (6) для  $M'_H = M_{свN}$ ,  $n_{\partial} = n_{\partial N}$ . Остальные параметры ГТР находятся графически по безразмерной характеристике, либо аналитически, используя, например, метод линейной интерполяции по двум соседним точкам. В этом случае значение функции  $y(x_i)$  для некоторой точки, лежащей внутри интервала  $x_{i-1}$  и  $x_{i+1}$  при известных значениях  $y_{i-1}$  и  $y_{i+1}$ , находится из выражения

$$y_i = y_{i-1} + (y_{i+1} - y_{i-1}) \cdot (x_{i-1} - x_i) / (x_{i-1} - x_{i+1}).$$

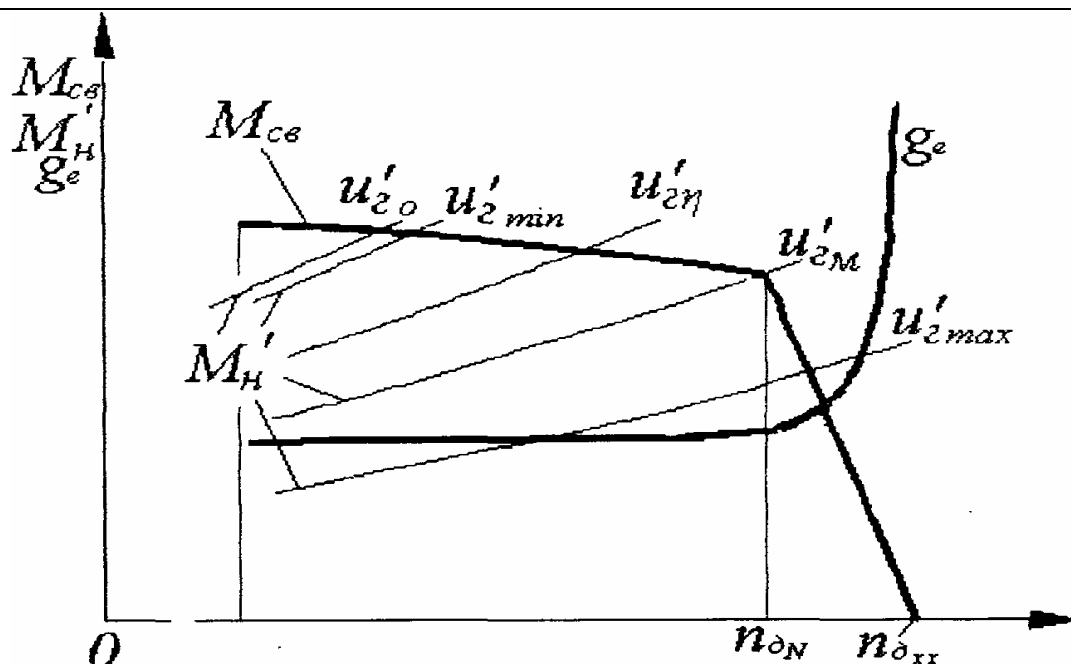
Иногда на входной характеристике дается зависимость удельного расхода топлива от частоты вращения вала двигателя.

Примерный вид характеристики совместной работы двигателя и ГТД представлен на рис.2.2.

По взаимному расположению парабол нагружения и кривой момент  $M_{св} = f(n_{св})$  можно оценить правильность выбора параметров  $D_a$  и  $i_p$

проектируемой передачи с точки зрения выполнения требований совместной работы двигателя и ГТР.

Рис.2.2. Характеристика совместной работы двигателя и ГТР



Совместная работа двигателя и гидропередачи на транспортной машине должна обеспечивать выполнение следующих требований:

1. Использование номинальной мощности выбранного двигателя.

Требование выполняется, если точка «входа» для  $M_{свN}$  лежит внутри пучка парабол нагружения. Обеспечивается выбором параметров  $D_a$  и  $i_p$ .

2. Наилучшее использование приспособляемости двигателя для расширения скоростного рабочего диапазона и уменьшения числа передач ДКП.

Требование выполняется полностью, если весь корректорный участок внешней характеристики двигателя лежит внутри пучка парабол нагружения. Для конкретного двигателя обеспечивается рациональным выбором модели ГТР и параметров  $D_a$  и  $i_p$ .

Предварительную приближенную оценку пригодности выбранной модели по использованию приспособляемости двигателя при работе на внешней характеристике можно сделать, используя величину расчетного коэффициента прозрачности ГТР:

$$P_p = \Pi / \beta^2.$$

Здесь  $\beta = n_{дN} / n_{дм}$  коэффициент приспособляемости двигателя по частоте.

Если расчетный коэффициент прозрачности выбранного ГТР равен коэффициенту приспособляемости двигателя  $k_{дв}$ , то при работе передачи

возможно использование всего корректорного участка характеристики двигателя, при  $P_p < k_{\text{дв}}$  скоростной диапазон двигателя используется не полностью, при  $P_p > k_{\text{дв}}$  наряду с корректорным будет использоваться и регуляторный участок. Следует отметить, что при использовании комплексного ГТР расчетный коэффициент прозрачности увеличивается в силу того, что гидромурфта обладает прямой прозрачностью.

Анализ характеристик реальных двигателей и ГТР показывает, что выполнение условия  $P_p \geq k_{\text{дв}}$  возможно только для комплексных передач. На транспортных машинах, оборудованных ГМКП, преимущественное распространение получили комплексные ГТР, имеющие прямую прозрачность.

3. Высокие средние скорости движения машины и движение на максимальной скорости по хорошей дороге с преодолением подъемов 2-4% без снижения скорости.

Требование выполняется, если мощность двигателя определяется с учетом преодоления подъема на максимальной скорости, а парабола нагружения для  $i'_{2\text{max}}$  имеет точку «входа» на регуляторной ветви.

4. Возможность длительной работы в тяжелых условиях движения без перегрева рабочей жидкости гидropередачи.

Требование обеспечивается рациональным выбором числа передач в ДКП.

5. Работу двигателя (по возможности) на экономичных режимах расхода топлива.

Требование можно обеспечить, выбрав значения параметров  $D_a$  и  $i_p$  таким образом, чтобы точки «входа», соответствующие наиболее высоким значениям КПД ГТР, располагались в области минимального удельного расхода топлива. Однако в этом случае могут не выполняться прочие требования. Поэтому такой подход к выбору параметров  $D_a$  и  $i_p$  следует применять только в особых случаях.

6. Рациональное использование всережимного регулятора для облегчения управления скоростью движения машины.

Выполняется, если параболы нагружения имеют точки «входа» на регуляторной ветви характеристики двигателя. Обеспечивается выбором параметров  $D_a$  и  $i_p$ .

7. Устойчивую работу двигателя на внешней характеристике при «стоповом» режиме.

Выполняется, если пучок парабол нагружения располагается правее точки  $M_{\text{дм}}$ . Обеспечивается выбором параметров  $D_a$  и  $i_p$ .

#### 2.4. Выходная характеристика гидropередачи (скоростная внешняя характеристика блока ДВС-ГТР)

Представляет собой зависимость мощности  $N_m$  и величины крутящего момента  $M_m$  на турбинном колесе ГТР, а также часового  $G_m$  и (или) удельного  $g_e$  расходов топлива от частоты вращения турбины  $n_m$ . Для построения характеристики выбирается несколько значений скоростных передаточных отношений ГТР (порядка 10, включая  $i_2$  для характерных режимов). Для каждого

$j$  - го значения передаточного отношения определяются и заносятся в таблицу:

- $\lambda_n, k_m$  и  $\eta_{гтр}$  (из безразмерной характеристики);
- частота вращения вала двигателя  $n_d$  (графически или расчетным путем из выражения (7));
- $M_{св}, G_m$  (из внешней характеристики двигателя для вычисленного значения  $n_d$ );
- $M_n = M_{св} i_p \eta_p$ ;  $M_m = M_n k_m$ ;  $n_n = n_d / i_p$ ;  $n_m = n_n i_2'$ ;
- $N_m = M_m \pi n_m / 30 \cdot 1000$ ;  $g_e = 1000 G_m / N_m$ .

По результатам расчета строится график выходной характеристики (рис.2.3.)

#### 2.5. Использование согласующего редуктора

При решении вопроса об использовании согласующего редуктора необходимо учитывать то обстоятельство, что лишние агрегаты трансмиссии удорожают конструкцию, снижают ее надежность, уменьшают КПД. Однако в ряде случаев применение согласующего редуктора может быть вполне оправдано, если СР позволяет: решить вопросы компоновки; уменьшить габариты ГТР; использовать готовую (серийную) конструкцию ГТР; сократить сроки доводки конструкции по итогам испытаний, т.к. изменить передаточное число редуктора значительно проще, чем изменить активный диаметр гидropередачи.

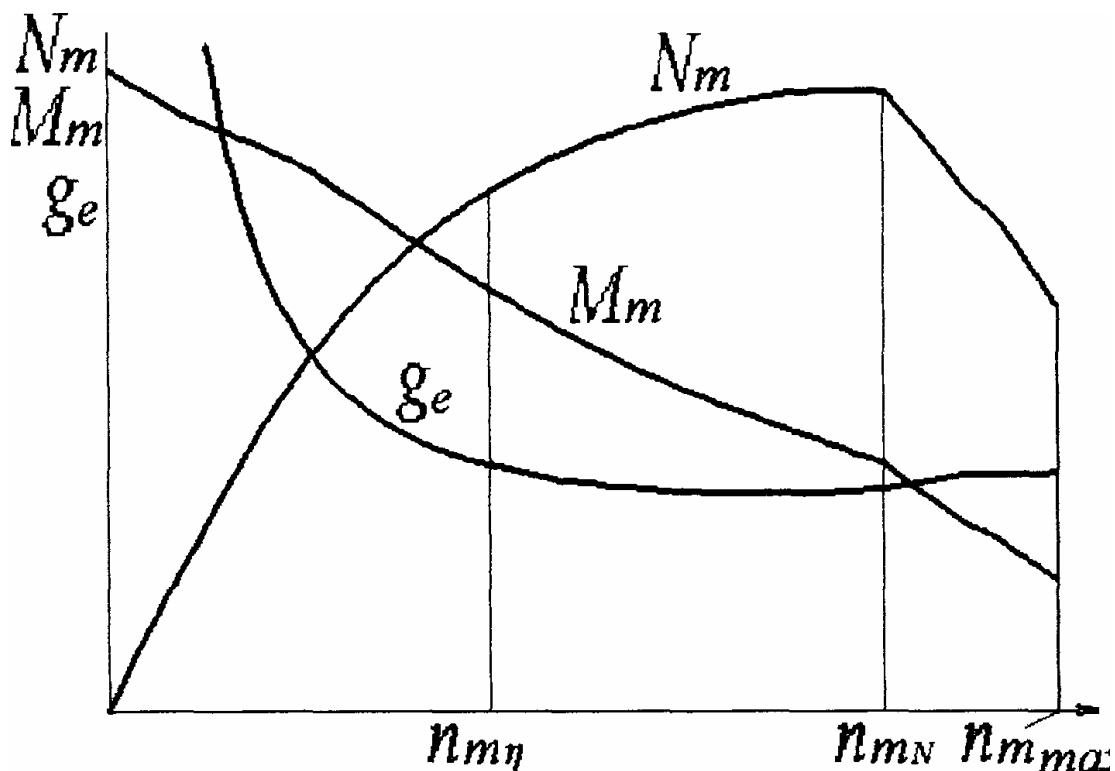


Рис.2.3. Выходная характеристика гидропередачи

На рис.2.3  $n_{m\eta}$  и  $n_{m\max}$  соответственно минимальная и максимальная частота вращения турбины в зоне допустимых для длительной работы значений КПД гидропередачи.

### 2.6. Порядок выполнения тягового расчета

Тяговый расчет машины с ГМТ выполняется в следующей последовательности:

- 1). Выбирается кинематическая схема трансмиссии.
- 2). Определяется мощность двигателя, необходимая для прямолинейного движения, с использованием методики для ступенчатой трансмиссии. Дополнительно следует учитывать КПД гидротрансформатора  $\eta_{гтр}$  на режиме его работы в области максимальной мощности двигателя (для однопоточной схемы  $\eta_{гтр} = 0,85...0,95$ ):

$$\eta_0 = \eta_m \eta_{гтр} \eta_{гус}$$

- 3). Выбирается двигатель и строится его скоростная внешняя характеристика с использованием методики для ступенчатой трансмиссии.
- 4). Выбирается модель ГТР и строится его безразмерная характеристика.
- 5). Определяется активный диаметр гидропередачи (при выбранном значении  $i_p$ ) или передаточное число согласующего редуктора (при заданном  $D_a$ ):

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{M_{св}^* u_p^3 \eta_p}{\rho \lambda_n^* (n_\partial^*)^2}}; \quad i_p = \sqrt{\frac{\rho \lambda_n^* (n_\partial^*)^2 D_a^5}{M_{св}^* \eta_p}}$$

Здесь  $\lambda_n^*$  - расчетное значение коэффициента момента насосного колеса;

$M_{св}^*$  - расчетное значение свободного крутящего момента двигателя при частоте вращения вала  $n_{св}^*$ .

6). Строится характеристика совместной работы двигателя и ГТР. На основе ее анализа принимается решение о продолжении расчета или о возврате к п.5 (или п.4).

7). Строится выходная характеристика гидropередачи.

Дальнейшие расчеты выполняются по методике, разработанной для ступенчатой трансмиссии [2] с учетом следующих замечаний и дополнений [7]:

- вместо внешней характеристики двигателя следует использовать выходную характеристику гидropередачи (скоростную внешнюю характеристику блока ДВС-ГТР);

- в расчетных формулах вместо значений  $N_{св}, M_{св}, n_\partial, n_{\partial M}, n_{\partial N}$  следует использовать значения  $N_m, M_m, n_m, n_{m\eta}, n_{mN}$ ;

- на графиках тягового баланса и динамической характеристики машины следует выделить участки работы, где КПД гидротрансформатора ниже минимального допустимого  $\eta_{гтр\min}$ ;

- при вычислении ускорения машины вместо коэффициента

$$\delta = 1,2 + 0,002 i_0^2 \text{ следует использовать коэффициент}$$

$$\text{условного приращения массы} \quad \delta_n = \delta + 0,0018 k_m i_0^2 \frac{dn_n}{dn_m},$$

где  $\delta = 1,2 + 0,0002 i_0^2$ ,  $d$  - оператор дифференцирования.

Значение  $dn_n / dn_m$  определяется графически или аналитически. При использовании аналитического метода зависимость  $n_n = f(n_m)$ , представленную массивами точек, аппроксимируют кубическим полиномом

$$n_n = a_0 + a_1 n_m + a_2 n_m^2 + a_3 n_m^3.$$

Для вычисления коэффициентов полинома можно использовать программу для ЭВМ, текст которой представлен в Приложении 1.

$$\text{Тогда} \quad \frac{dn_n}{dn_m} = a_1 + 2a_2 n_m + 3a_3 n_m^2.$$

- для машины, оборудованной ГМТ, часто максимальные расчетные ускорения на низших передачах превышают значение предельного ускорения по сцеплению. В этом случае разгон целесообразно начинать с передачи, обеспечивающей реализацию предельного ускорения с минимальным запасом;

- в формулах для вычисления общего времени и общего пути разгона отсутствуют члены  $t_0$  и  $s_0$ ;

- при правильном выборе активного диаметра ГТР частота вращения вала двигателя при работе на внешней характеристике не может быть ниже  $n_{\text{дм}}$ , поэтому нет необходимости в определении  $n_{\text{д0}}$ .

### 3. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТИРОВОЧНОГО ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ, ОБОРУДОВАННОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ [5]

#### 3.1. Исходные данные для выполнения расчета

##### 1. Исходные данные из технического задания:

назначение машины: легкий транспортер-тягач, предназначенный для монтажа различных объектов техники и их транспортировки; масса машины в рабочем состоянии  $m_0 = 11300$  кг; масса груза  $m_{\text{зр}} = 4000$  кг; максимальная скорость движения по дороге с твердым покрытием  $V_{\text{max}} = 16,7$  м/с (60 км/ч); максимальный угол подъема  $\alpha_{\text{max}} = 35^\circ$ .

##### 2. Дополнительные исходные данные. Принимаем:

коэффициент сопротивления прямолинейному движению при максимальной скорости  $f = 0,03$ ; величина относительного подъема при этом  $i = 0,03$ ; коэффициент сопротивления прямолинейному движению при минимальной скорости  $f = 0,08$ ; коэффициент обтекаемости  $k_w = 0,65$  Н с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>; колея машины

$B = 2,5$  м, габаритная высота  $H = 1,9$  м, дорожный просвет  $h = 0,4$  м (аналогично подобной машине МТ-ЛБ); КПД механической части трансмиссии

$\eta_m = 0,88$ ; КПД ГТР на режиме гидромукты  $\eta_{\text{гтр}} = 0,9$ ; машина оборудована гусеницами с открытым металлическим шарниром.

#### 3.2. Определение мощности и выбор двигателя

Свободную потребную максимальную мощность двигателя определяем из условий движения машины с максимальной скоростью  $V_{\text{max}}$  по сухой дороге с твердым покрытием:

$$N_{\text{св}} = (P_{\text{к min}} V_{\text{max}} / \eta_0); \quad P_{\text{к min}} = P_f + P_{\text{w max}}; \quad P_f = (m_0 + m_{\text{зр}}) g \psi;$$

$$m_0 + m_{\text{зр}} = 11300 + 4000 = 15300 \text{ кг}; \quad \psi = f + i = 0,03 + 0,03 = 0,06;$$

$$P_f = 15300 \cdot 9,81 \cdot 0,06 = 9006 \text{ Н};$$

$$P_{\text{w max}} = k_w (H - h) B V_{\text{max}}^2 = 0,65 \cdot (1,9 - 0,4) \cdot 2,5 \cdot 16,7^2 = 680 \text{ Н};$$



$$P_{\kappa \min} = 9006 + 680 = 9686 \text{ Н} = 9,69 \text{ кН};$$

$$\eta_{\text{гус}} = 0,95 - 0,018 V_{\max} = 0,95 - 0,018 \cdot 16,7 = 0,65;$$

$$\eta_0 = \eta_m \eta_{\text{гмп}} \eta_{\text{гус}} = 0,88 \cdot 0,9 \cdot 0,65 = 0,515;$$

$$N_{\text{свN}} = 9,69 \cdot 16,7 / 0,515 = 314 \text{ кВт.}$$

Затраты мощности, связанные с работой обслуживающих двигатель агрегатов моторной установки при вентиляторной системе охлаждения

$$N_{\text{номN}} = 0,15 N_{\text{свN}} = 0,15 \cdot 314 = 47 \text{ кВт.}$$

Эффективная потребляемая номинальная мощность двигателя

$$N_{eN} = N_{\text{свN}} + N_{\text{номN}} = 314 + 47 = 361 \text{ кВт.}$$

Из каталога выбираем дизельный двигатель жидкостного охлаждения марки 2В-06-2С, используемый на многоцелевых гусеничных шасси легкой категории.

$$N_{eN} = 375 \text{ кВт}; \quad n_{\partial N} = 2000 \text{ мин}^{-1}; \quad g_e = 224 \text{ г/кВт, ч.}$$

$$\text{Принимаем } n_{\partial \text{хх}} = 1,1 \quad n_{\partial N} = 1,1 \cdot 2000 = 2200 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\partial M} = n_{\partial N} / 1,43 = 2000 / 1,43 = 1400 \text{ мин}^{-1}.$$

### 3.3. Построение характеристики двигателя

а). Для построения внешней скоростной характеристики двигателя на безрегуляторной ветви (1400...2000 мин<sup>-1</sup>) воспользуемся эмпирическими зависимостями:

$$N_e = N_{eN} \frac{n_{\partial}}{n_{\partial N}} \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_{\partial}}{n_{\partial N}} - \left( \frac{n_{\partial}}{n_{\partial N}} \right)^2 \right];$$

$$g_e = g_{eN} \left[ 1,55 - 1,55 \frac{n_{\partial}}{n_{\partial N}} + \left( \frac{n_{\partial}}{n_{\partial N}} \right)^2 \right].$$

Для принятых значений  $N_{eN} = 375 \text{ кВт}$ ,  $n_{\partial N} = 2000 \text{ мин}^{-1}$  и  $g_{eN} = 224 \text{ г/кВт ч.}$  имеем:

$$N_e = 375 \frac{n_{\partial}}{2000} \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_{\partial}}{2000} - \left( \frac{n_{\partial}}{2000} \right)^2 \right] =$$

$$= 0,163125 n_{\partial} + 0,000106 n_{\partial}^2 - 0,0000000469 n_{\partial}^3;$$

$$g_e = 224 \left[ 1,55 - 1,55 \frac{n_{\partial}}{2000} + \left( \frac{n_{\partial}}{2000} \right)^2 \right] = 347,2 - 0,1736 n_{\partial} + 0,000056 n_{\partial}^2$$

;

Рассчитываем рабочие характеристики двигателя с учетом зависимостей:

$$N_{nom} = N_{nomN} \left( \frac{n_{\partial}}{n_{\partial N}} \right)^3 = 0,15 \cdot 375 \left( \frac{n_{\partial}}{2000} \right)^3 = 0,00000000n_{\partial}^3;$$

$$N_{cв} = N_e - N_{nom} = 0,163125n_{\partial} + 0,000106n_{\partial}^2 - 0,00000000n_{\partial}^3;$$

$$N_{cв} = 319,1 \text{ кВт}; \quad \omega_{\partial} = \pi n_{\partial} / 30;$$

$$M_{cв} = N_{cв} / \omega_{\partial} = 1,5585 + 0,0010127n_{\partial} - 0,00000051497n_{\partial}^3;$$

$$M_{cв} = 1,524 \text{ кН м}; \quad G_m = 0,001g_e N_e.$$

б). Для участка регуляторной ветви (2000...2200 мин<sup>-1</sup>) принимаем линейный характер изменения мощности, крутящего момента и часового расхода:

$$N_e = N_{eN} \frac{n_{\partial xx} - n_{\partial}}{n_{\partial xx} - n_{\partial N}} = 375 \frac{2200 - n_{\partial}}{2200 - 2000} = 4125 - 1,875n_{\partial};$$

$$N_{cв} = 319,1 \frac{2200 - n_{\partial}}{2200 - 2000} = 3510,1 - 1,596n_{\partial};$$

$$M_{cв} = 1,524 \frac{2200 - n_{\partial}}{2200 - 2000} = 16,764 - 0,00762n_{\partial};$$

$$G_{mN} = 0,001g_{eN} N_{eN} = 0,001 \cdot 224 \cdot 375 = 84 \text{ кг/ч};$$

$$G_m = G_{mxx} + (G_{mN} - G_{mxx}) \frac{n_{\partial xx} - n_{\partial}}{n_{\partial xx} - n_{\partial N}} = 19,32 + (84 - 19,32) \frac{2200 - n_{\partial}}{2200 - 2000} =$$

$$= 730,8 - 0,3234n_{\partial}; \quad g_e = 1000G_m / N_e.$$

Результаты расчета сводим в таблицу 3.1.

### 3.4. Построение выходной характеристики гидропередачи

#### 1. Выбор модели гидротрансформатора

Ориентируемся на использование в конструкции прозрачного одноступенчатого комплексного трансформатора с одним реактором. Для использования всего корректорного участка характеристики двигателя на режиме работы гидротрансформатора необходимо  $\Pi_p \succ k_{\partial в}$ .

$$k_{\partial в} = 1,967/1,524 = 1,3; \quad \beta = 2000/1400 = 1,43; \quad \Pi_p = \Pi / \beta^2 = 0,5\Pi.$$

Таблица 3.1

Характеристика выбранного двигателя

$n_{\text{дм}}$ ин <sup>-1</sup>	$\omega_{\text{д}}$ с <sup>-1</sup>	$N_{e\text{к}}$ Вт	$N_{\text{свк}}$ Вт	$M_{\text{св}}$ кН м	$g_e$ г/к Втч	$G_m$ кг/ч
400	46,5	07,4	88,2	,967	13,9	5,8
500	57,0	24,3	01,3	,919	12,8	9,1
600	67,5	40,3	11,6	,860	12,8	2,4
700	77,9	53,2	18,8	,792	13,9	5,6
800	88,4	63,5	22,7	,713	16,2	8,6
900	98,9	70,9	22,9	,624	19,5	1,4
000	09,3	75,0	19,1	,524	24,0	4
100	19,8	87,5	58,5	,762	75,5	1,7
200	30,3					9

Выбираем ГТР фирмы «Даймлер-Бенц» с  $\Pi = 2,11$ ,  $k_m = 2,75$ ,  $\eta_{\text{max}} = 0,87$ .

Используем рабочую жидкость с  $\rho = 860$  кг/м<sup>3</sup>.

Безразмерная характеристика ГТР представлена в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Безразмерная характеристика ГТР

$i'_2$	$\lambda_n \cdot 10^5$ , мин <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	$k_m$	$\eta_{\text{гтр}}$
0,00	3,90	2,75	0,00
(стоп. режим)			
0,1	3,91	2,52	0,23
0,15	3,91	2,38	0,36
( $\lambda_{n\text{max}}$ )			
0,2	3,91	2,28	0,43
0,3	3,89	2,06	0,6
0,4	3,83	1,85	0,72
0,5	3,72	1,65	0,81
( $\eta_{\text{гтр min}}$ )			
0,6	3,52	1,46	0,86
0,69	3,06	1,26	0,87
( $\eta_{\text{гтр max}}$ )			

0,8	2,24	1,06	0,84
0,83	1,85	1,0	0,83
(режим муфты)			
0,95	0,44	1,0	0,95

## 2. Определение активного диаметра гидропередачи

Так как  $\Pi_p < k_{\partial\delta}$  только часть корректорного участка характеристики двигателя может быть использована для работы гидропередачи в режиме гидротрансформатора.

Определим диаметр ГТР из условия работы двигателя вблизи точки  $M_{свМ} (M_{св}^* = M_{свМ}, n_{\partial}^* = n_{\partialМ})$ , а ГТР при  $\lambda_n^* = \lambda_{n\max}$ . Сопасающий редуктор не используем ( $n_n = n_{\partial}$ ).

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{M_{свМ}}{\rho \lambda_{n\max} n_{\partialМ}^2}} = \sqrt[5]{\frac{1966,9 \cdot 10^5}{860 \cdot 3,91 \cdot 1400^2}} = 0,4954 \text{ м.}$$

Принимаем  $D_a = 0,495 \text{ м.}$

## 3. Построение характеристики совместной работы двигателя и ГТР

На графике внешней характеристики двигателя строим нагрузочные параболы  $M'_{nj} = \rho \lambda_n n_{\partial j}^2 D_a^5$  для характерных точек работы ГТР; стоповый режим, режим максимального  $\lambda_n$ , режим минимального допустимого кпд трансформатора для длительной работы (примем  $\eta_{zmp\min} = 0,81$ ), режим максимального кпд ГТР, точка перехода на режим гидромфты, точка перехода на участок регуляторной ветви, граничная точка работы на режиме гидромфты (режим максимального  $i'_2$ ).

$$M'_n = 860 \lambda_n n_{\partial}^2 0,495^5 = 25,557 \lambda_n n_{\partial}^2.$$

$$\text{Стоповый режим: } \lambda_n = 3,9 \cdot 10^5 \text{ мин}^2/\text{с}^2;$$

$$M'_{n1} = 25,557 \cdot 3,9 \cdot 10^{-5} \cdot 1200^2 = 1435,3 \text{ Нм};$$

$$M'_{n2} = 25,557 \cdot 3,9 \cdot 10^{-5} \cdot 1400^2 = 1953,6 \text{ Нм};$$

$$M'_{n3} = 25,557 \cdot 3,9 \cdot 10^{-5} \cdot 1500^2 = 2242,7 \text{ Нм.}$$

Аналогичные вычисления производим для остальных характерных точек. Особо определим режим ГТР в точке перехода на участок регуляторной ветви ( $n_{\partial} = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $M_{св} = 1524 \text{ Нм}$ ):

$$M'_n = 25,557 \lambda_n 2000^2 = 1524 \text{ Нм. Откуда } \lambda_n = 1,49 \cdot 10^5 \text{ мин}^2/\text{с}^2.$$

Характеристики ГТР в этой точке определим, используя метод линейной интерполяции по двум соседним точкам:

$$i'_2 = i'_{2(i-1)} + (i'_{2(i+1)} - i'_{2(i-1)}) \left( \lambda_{n(i-1)} - \lambda_{ni} \right) / \left( \lambda_{n(i-1)} - \lambda_{n(i+1)} \right) = \\ = 0,83 + (0,95 - 0,83) \cdot (1,85 - 1,49) / (1,85 - 0,44) = 0,86.$$

Точка работы соответствует режиму гидромурфты ( $k_m = 1$ ,  $\eta_{гтр} = i'_2 = 0,86$ ).

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.3.

Таблица 3.3

Совместная работа двигателя и ГТР

	Частота вращения вала двигателя $n_d$ мин <sup>-1</sup>								
	1200	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2200
$M_{св}$		1966	1918	1860,5	1791	1712	1623	1524	0
	1. «Стоповый» режим: $i'_2 = 0$ , $\lambda_n = 3,9 \cdot 10^{-5}$ мин <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>								
$M'_H$ Нм	1435	1953	2242						
	2. Режим максимального $\lambda_n$ (расчетный режим): $i'_2 = 0,15$ , $\lambda_n = 3,91 \cdot 10^{-5}$ мин <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>								
	1439	1958	2248						
	3. Режим минимального допустимого КПД: $i'_2 = 0,5$ , $\lambda_n = 3,72 \cdot 10^{-5}$ мин <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>								
$M'_H$ Нм	1369	1863	2139	2433					
	4. Режим максимального КПД: $i'_2 = 0,69$ , $\lambda_n = 3,06 \cdot 10^{-5}$ мин <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>								
$M'_H$ Нм	1126	1532	1759,7	2002,1	2260,2				
	5. Переход на режим гидромурфты: $i'_2 = 0,83$ , $\lambda_n = 1,85 \cdot 10^{-5}$ мин <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>								
$M'_H$ Нм	680	926,7	1063,8	1210,4	1366,5	1531,9	1706	1891	2288
	6. Переход на регуляторный участок: $i'_2 = 0,86$ , $\lambda_n = 1,49 \cdot 10^{-5}$ мин <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>								
$M'_H$ Нм	548	746,4	856,8	974,9	1100,5	1233,8	1374	1523	1843
	7. Режим максимального $i'_2$ : $i'_2 = 0,95$ , $\lambda_n = 0,44 \cdot 10^{-5}$ мин <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>								
$M'_H$ Нм	161	220,4	253,0	287,9	325,0	364,4	406,0	449,8	544,3

#### 4. Построение выходной характеристики передачи

Точки совместной работы двигателя и ГТР находим аналитическим путем решения квадратного уравнения  $M_{св} - M'_H = 0$ .

На участке безрегуляторной ветви

$$M_{св} = 1558,5 + 1,0127 n_d - 0,00051497 n_d^2;$$

1 точка  $i'_2 = 0$ :

$$\lambda_n = 3,9 \cdot 10^{-5} \text{ мин}^2/\text{с}^2, \quad k_m = 2,75, \quad \eta_m = 0,$$

$$M_{св} - M'_H = 1558,5 + 1,0127n_{\partial} - 0,00051497n_{\partial}^2 - 860 \cdot 3,9 \cdot 10^{-5} \cdot 0,495^5 n_{\partial}^2 =$$

$$= 1558,5 + 1,0127n_{\partial} - 0,0015117n_{\partial}^2 = 0.$$

Откуда  $n_{\partial} = 1404 \text{ мин}^{-1}$ .

$$M'_H = M_{св} = 1558,5 + 1,0127 \cdot 1404 - 0,00051497 \cdot 1404^2 = 1965,2 \text{ Нм},$$

$$g_e^* = 347,2 - 0,1736 \cdot 1404 + 0,000056 \cdot 1404^2 = 213,9 \text{ г/кВт ч},$$

$$N_e = 0,163125 \cdot 1404 + 0,000106 \cdot 1404^2 - 0,0000000469 \cdot 1404^2 = 308,2 \text{ кВт},$$

$$G_m = 0,001 g_e N_e = 0,001 \cdot 213,9 \cdot 308,2 = 65,9 \text{ кг/ч},$$

$$M_H = M'_H = 1965,2 \text{ Нм},$$

$$M_m = M_H k_m = 1965,2 \cdot 2,75 = 5404,2 \text{ Нм},$$

$$n_m = n_{\partial} \cdot i'_2 = 0, \quad N_m = M_m \pi n_m / 30 \cdot 1000 = 0, \quad g_e^{**} = 1000 G_m / N_m = \infty.$$

Аналогичные расчеты выполняем для следующих пяти точек (безрегуляторная ветвь).

$$\text{На участке регуляторной ветви } M_{свj} = 16764 - 7,62n_{\partial}.$$

7 точка  $i'_2 = 0,95$ :

$$\lambda_H = 0,44 \cdot 10^{-5} \text{ мин}^2/\text{с}^2, \quad k_m = 1, \quad \eta_{гтр} = 0,95,$$

$$M_{св} - M'_H = 16764 - 7,62n_{\partial} - 860 \cdot 0,44 \cdot 10^{-5} \cdot 0,495^5 n_{\partial}^2 =$$

$$= 16764 - 7,62n_{\partial} - 0,0001125n_{\partial}^2 = 0.$$

Откуда  $n_{\partial} = 2133 \text{ мин}^{-1}$ .

$$M'_H = M_{св} = 16764 - 7,62 \cdot 2133 = 510,5 \text{ Нм},$$

$$G_m = 730,8 - 0,3234 \cdot 2133 = 41,0 \text{ кг/ч},$$

$$N_e = 4125 - 1,875 \cdot 2133 = 125,6 \text{ кВт},$$

$$M_H = M'_H = 510,5 \text{ Нм}, \quad M_m = M_H k_m = 510,5 \text{ Нм},$$

$$n_m = n_{\partial} i'_2 = 2133 \cdot 0,95 = 2026 \text{ мин}^{-1},$$

$$N_m = M_m \pi n_m / 30 \cdot 1000 = 510,5 \cdot 3,14 \cdot 2026 / 30000 = 108,5 \text{ кВт},$$

$$g_e^{**} = 1000 G_m / N_m = 1000 \cdot 41 / 108,5 = 377,9 \text{ г/кВт ч}.$$

Рабочий диапазон турбинного колеса ограничиваем слева значением  $\eta_{гтр} = 0,81$  ( $n_{m\eta} = 716 \text{ мин}^{-1}$ ), справа – моментом перехода работы двигателя на регуляторную ветвь ( $n_{mN} = 1721 \text{ мин}^{-1}$ ).

Результаты расчетов помещаем в таблицу.

5. *Определение минимальной скорости движения*  $V_{\min} = \frac{N_{свN} \eta_0}{P_{\kappa \max}}.$

Примем для минимальной скорости  $\eta_{гус} = 0,9$ . Тогда

$$\eta_0 = \eta_m \eta_{гтр} \eta_{гус} = 0,88 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 0,7128;$$

$$P_{к\max} = m_0 g (\sin \alpha_{\max} + f \cos \alpha_{\max}) =$$

$$= 15300 \cdot 9,81 (\sin 35^\circ + 0,08 \cos 35^\circ) = 95400 \text{ Н} = 95,4 \text{ кН},$$

\* Удельный расход топлива ДВС.

\*\* Удельный расход топлива блока ДВС – ГТР.

Таблица 3.4

Выходная характеристика гидропередачи

$i'_2$	$\eta_{гтр}$	$\lambda_n \cdot 10^5$ мин <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	$k_m$	$n_\partial = n_n$ мин <sup>-1</sup>	$n_m$ мин <sup>-1</sup>	$M_m$ Нм
0,00	0,00	3,90	2,75	1404	0	5404
0,1	0,23	3,91	2,52	1403	140	4953
0,15	0,36	3,91	2,38	1403	210	4678
0,20	0,43	3,91	2,28	1403	281	4482
0,30	0,60	3,89	2,0	1406	422	4046
0,40	0,72	3,83	1,85	1415	566	3626
0,50	0,81	3,72	1,65	1433	716	3221
0,60	0,86	3,52	1,46	1467	880	2826
0,69	0,87	3,06	1,26	1554	1072	2379
0,80	0,84	2,24	1,06	1750	1400	1858
0,83	0,83	1,85	1,00	1869	1551	1652
0,8	0,86	1,49	1,00	2000	1721	1524
0,95	0,95	0,44	1,00	2133	2026	510,5

$$V_{\min} = \frac{N_{свN} \eta_0}{P_{к\max}} = \frac{319,1 \cdot 0,7128}{95,4} = 2,38 \text{ м/с} = 8,56 \text{ км/ч}.$$

6. Определение скоростного и силового диапазонов

$$\text{Скоростной диапазон } d_c = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{60}{8,56} = 7,0.$$

$$\text{Силовой диапазон } d_p = \frac{P_{к\max}}{P_{к\min}} = \frac{95,4}{9,69} = 9,85.$$

7. Определение передаточных чисел трансмиссии

При разбивке передаточных чисел коробки передач используем закон геометрической прогрессии. Теоретически минимальное число передач:

$$k_{\min} = \frac{\lg d_V}{\lg \frac{n_{mN}}{n_{m\eta}}} + 1 = \frac{\lg 7}{\lg \frac{1721}{716}} = \frac{0.845}{0.38} + 1 = 3.22.$$

Принимаем  $k = 4$ , тогда  $q = k^{-1} \sqrt[d_V]{d_V} = \sqrt[3]{7} = 1.91$ .

Теоретические значения скорости по передачам:  $V_i = V_1 q^{i-1}$ .

$$V_1 = V_{\min} = 8,56 \text{ км/ч}; \quad V_2 = 8,56 \cdot 1,91 = 16,35 \text{ км/ч};$$

$$V_3 = 8,56 \cdot 1,91^2 = 31,23 \text{ км/ч}; \quad V_4 = 8,56 \cdot 1,91^3 = 59,65 \text{ км/ч}.$$

Принимаем радиус ведущего колеса (по аналогии с машиной МТ-ЛБ) равным  $r = 0,265$  м. Тогда передаточные числа трансмиссии:

$$i_{0i} = 0.377 \frac{n_{\min} r_k}{V_i} = 0.377 \frac{1721 \cdot 0.265}{V_i} = \frac{171.9}{V_i};$$

$$i_{01} = 171,9/8,56 = 20,08; \quad i_{02} = 171,9/16,35 = 10,51;$$

$$i_{03} = 171,9/31,25 = 5,5; \quad i_{04} = 171,9/59,65 = 2,88.$$

Полагаем, что в преобразовании крутящего момента в механической части трансмиссии будут участвовать коробка передач (КП), главная передача (ГП) и бортовая передача (БП). Ориентируясь на планетарную КП, одну из передач назначаем прямой. Для наиболее распространенных ГМ скорости 30...35 км/ч прямой передачей в данном случае оказывается третья.

Тогда  $i_{03} = i_{ГП} i_{БП} = 5,5$ . Принимаем  $i_{БП} = 4$ ,  $i_{ГП} = 5,5/4 = 1,375$ .

$$\text{Передаточные числа КП: } i_{КПи} = \frac{i_{0i}}{i_{ГП} i_{БП}} = \frac{i_{0i}}{5,5}.$$

$$i_{КП1} = 3,65; \quad i_{КП2} = 1,91; \quad i_{КП3} = 1; \quad i_{КП4} = 0,524.$$

#### 8. Тяговый баланс машины

$$V = 0.377 \frac{n_m r_k}{i_0}; \quad \eta_{зус} = 0,95 \dots 0,005 V;$$

$$P_k = \frac{M_m i_0 \eta_m \eta_{зус}}{r_k} = \frac{M_m i_0 0.88 \eta_{зус}}{0,265} = 3,32 M_m i_0 \eta_{зус};$$

$$P_w = 0,188 V^2 \quad (V \text{ в км/ч}); \quad P_f = 9006 \text{ Н};$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.5.

Сила сопротивления движению со стороны дороги:

$$P_f = (m_0 + m_{зр}) g \psi = (11300 + 4000) \cdot 9,81 \cdot \psi = 150093 \cdot \psi \quad [\text{Н}] = 150$$

$\psi$  [кН]. Сила тяги машины по сцеплению с дорогой:

$$P_\varphi = (m_0 + m_{зр}) g \varphi = 150 \cdot \varphi \quad [\text{кН}].$$

Для  $\varphi = 0,8$   $P_\varphi = 120$  кН. Для  $\varphi = 0,6$   $P_\varphi = 90$  кН.



Для  $\varphi = 0,4$   $P_\varphi = 60$  кН. Для  $\varphi = 0,25$   $P_\varphi = 37,5$  кН.

Полезная масса прицепа с грузом, который может буксировать гусеничная машина по сухой грунтовой дороге при максимальном значении силы тяги на высшей передаче:

$$m_{np} = \frac{P_{к\max} - 1.2P_w}{\psi g} - m_0 = \frac{25430 - 1.2 \cdot 116}{0.06 \cdot 9.81} - 11300 = 31668 \text{ кг.}$$

Таблица 3.5  
Тяговый баланс машины

$n_m$ мин <sup>-1</sup>		0	210	422	716	880	1072	1400	1551	1721	2026
$M_m$ кНм		5,4	4,67	4,047	3,22	2,826	2,38	1,859	1,65	1,524	0,512
I передача $i_0 = 20,08$	$P_{к1}$ кНм	342,	294,7	253,5	200,2	174,9	146,5	113,4	100,4	92,2	30,7
	$P_{w1}$ кН	0,00	0,00	0,001	0,002	0,004	0,005	0,009	0,011	0,014	0,019
	$V_1$ км/ч	0,00	1,04	2,10	3,56	4,38	5,33	6,97	7,72	8,56	10,08
2 передача, $i_0 = 10,51$	$P_{к2}$ кН	179,1	153,5	131,3	102,9	89,6	74,7	57,3	50,5	46,2	15,3
	$P_{w2}$ кН	0,0	0,001	0,003	0,009	0,013	0,02	0,033	0,041	0,050	0,070
	$V_2$ км/ч	0,00	2,00	4,01	6,81	8,37	10,19	13,31	14,74	16,36	19,26
3 передача $i_0 = 5,5$	$P_{к3}$ кН	93,7	79,5	67,4	52,0	44,9	37,1	27,9	24,4	22,1	7,2
	$P_{w3}$ кН	0,00	0,003	0,011	0,032	0,048	0,071	0,122	0,149	0,184	0,255
	$V_3$ км/ч	0,00	3,81	7,67	13,01	15,98	19,47	25,43	28,17	31,26	36,80
4 передача $i_0 = 2,88$	$P_{к4}$ кН	49,1	40,9	33,9	25,43	21,5	17,4	12,6	10,8	9,5	2,9
	$P_{w4}$ кН	0,00	0,010	0,040	0,116	0,175	0,26	0,443	0,544	0,670	0,929
	$V_4$ км/ч	0,00	7,28	14,64	24,84	30,53	37,19	48,56	53,80	59,70	70,28

9-Динамическая характеристика машины  $D = (P_k - P_w) / G$ ;

$$G = (m_0 + m_{zp})g = 15300 \cdot 9,81 = 150093 \text{ Н} = 150 \text{ кН.}$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.6.

$$\begin{aligned} \alpha_{\max 4} &= \arcsin \left( \frac{D - f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2} \right) = \\ &= \arcsin \left( \frac{0.327 - 0.03 \sqrt{1 - 0.327^2 + 0.03^2}}{1 + 0.03^2} \right) = 17.3^\circ \\ \alpha_{\max} &= \arctg(\varphi - f) = \arctg(0.8 - 0.08) = 38^\circ \end{aligned}$$

Максимальный угол подъема на 1 передаче лимитируется сцепными качествами:  $\alpha_{\max 1} = \alpha_{\max \varphi} = 38^\circ$ .

Таблица 3.6

Динамическая характеристика машины

$n_m$ мин <sup>-1</sup>		0	210	422	776	880	1072	1400	1551	1721	2026
I передача	$D$	2,28	1,96	1,68	1,33	1,16	0,97	0,75	0,669	0,614	0,204
	$V$	0,00	1,04	2,10	3,56	4,38	5,33	6,97	7,72	8,56	10,08
2 передача	$D$	1,19	1,02	0,87	0,68	0,59	0,49	0,38	0,336	0,307	0,101
	$V$	0,00	2,00	4,01	6,81	8,37	10,1	13,3	14,74	16,36	19,26
3 передача	$D$	0,62	0,53	0,44	0,34	0,29	0,24	0,18	0,162	0,146	0,046
	$V$	0,00	3,81	7,67	13,0	15,9	19,4	25,4	28,17	31,26	36,80
4 передача	$D$	0,32	0,27	0,22	0,16	0,14	0,11	0,08	0,068	0,059	0,013
	$V$	0,00	7,28	14,6	24,8	30,5	37,1	48,5	53,80	59,70	70,28

10. Характеристика ускорений машины  $j = (D - \psi)g / \delta_n$ ;

$$\delta_n = \delta + 0.0018k_m i_0^2 \frac{dn_n}{dn_m}; \quad \delta = 1,2 + 0,0002i_0^2; \quad \psi = 0.06.$$

Зависимость  $n_n = f(n_m)$ , представленную в табл.3.4 массивами точек, аппроксимируем кубическим полиномом  $n_n = a_0 + a_1 n_m + a_2 n_m^2 + a_3 n_m^3$ .

Для вычисления коэффициентов воспользуемся программой для ЭВМ, текст которой представлен в Приложении. Результаты расчета:

$$a_0 = 1412,95; \quad a_1 = 0,108; \quad a_2 = 0,00015709; \quad a_3 = 0,00000006255.$$

Тогда

$$\frac{dn_n}{dn_m} = a_1 + 2a_2 n_m + 3a_3 n_m^2 = 0,108 + 0,00031418 n_m + 0,00000018765 n_m^2;$$

$$V_{\max 4} \approx 0.9V_{\max} \approx 54 \text{ км/ч.}$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.7.

Предельное ускорение по сцеплению  $j_\varphi = (\varphi \cos \alpha - \psi)g$ .

$$\text{Для } \varphi = 1, \alpha = 0 \text{ и } \psi = 0.06 \quad j_\varphi = 9.2 \text{ м/с}^2.$$

11. Характеристика разгона машины по времени

Предельное ускорение по сцеплению достигается при движении машины на первой и второй передачах. Считаем, что разгон будет выполняться со второй передачи.

$$\text{Время разгона } t_{\text{разг}} = \sum_{i=2}^4 t_i + \sum_{i=2}^3 t_{ni}.$$

Для коробки с переключением передач фрикционными муфтами  $t_n = 1$  с. Зависимости  $1/j = f(V)$ , представленные в таблице 3.7 массивами точек аппроксимируем полиномами третьей степени

$$1/j = a_0 + a_1V + a_2V^2 + a_3V^3.$$

Таблица 3.7

Характеристика ускорений машины

$n_m, \text{МИН}^{-1}$		0	210	422	716	880	1072	1400	1551	1721
$n_n = n_0, \text{МИН}^{-1}$		1404	1403	1406	1433	1467	1554	1750	1869	2000
$\kappa_m$		2,75	2,38	2,06	1,65	1,46	1,26	1,060	1,00	1,00
$dn_n/dn_m$		-0,109	-0,034	0,058	0,214	0,314	0,445	0,700	0,831	0,987
I передача $u_0 = 20,08$ $\delta = 1,281$	$\delta_n$	1,063	1,222	1,367	1,537	1,614	1,688	1,819	1,883	1,997
	$j, \text{м/с}^2$	20,49	15,28	11,69	8,13	6,718	5,324	3,751	3,171	2,721
	$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	0,05	0,07	0,09	0,12	0,15	0,19	0,27	0,32	0,37
	$V, \text{км/ч}$	0,000	1,047	2,098	3,565	4,379	5,335	6,966	7,719	8,563
	$V, \text{м/с}$	0,000	0,291	0,583	0,990	1,216	1,482	1,935	2,144	2,379
II передача $u_0 = 10,51$ $\delta = 1,222$	$\delta_n$	1,163	1,206	1,246	1,292	1,313	1,334	1,370	1,387	1,418
	$j, \text{м/с}^2$	9,565	7,828	6,417	4,751	4,008	3,216	2,303	1,954	1,710
	$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	0,10	0,13	0,16	0,21	0,25	0,31	0,43	0,51	0,58
	$V, \text{км/ч}$	0,000	2,000	4,009	6,811	8,367	10,19	13,31	14,75	16,36
	$V, \text{м/с}$	0,000	0,556	1,114	1,892	2,324	2,831	3,697	4,097	4,545
III передача $u_0 = 5,5$ $\delta = 1,206$	$\delta_n$	1,190	1,202	1,213	1,225	1,231	1,237	1,246	1,251	1,260
	$j, \text{м/с}^2$	4,655	3,836	3,145	2,294	1,903	1,478	0,986	0,797	0,669
	$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	0,21	0,26	0,32	0,44	0,53	0,68	1,01	1,26	1,49
	$V, \text{км/ч}$	0,000	3,822	7,660	13,01	15,99	19,48	25,43	28,18	31,26
	$V, \text{м/с}$	0,000	1,062	2,128	3,615	4,441	5,410	7,065	7,828	8,684
IV передача $u_0 = 2,88$ $\delta = 1,202$	$\delta_n$	1,197	1,200	1,203	1,207	1,209	1,210	1,213	1,214	
	$j, \text{м/с}^2$	2,188	1,734	1,351	0,883	0,669	0,439	0,168	0,065	
	$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	0,46	0,58	0,74	1,13	1,50	2,28	5,95	15,40	
	$V, \text{км/ч}$	0,000	7,298	14,67	24,85	30,53	37,20	48,57	53,82	
	$V, \text{м/с}$	0,000	2,027	4,064	6,904	8,481	10,33	13,49	14,95	

Для вычисления коэффициентов воспользуемся программой для ЭВМ, текст которой представлен в Приложении. Значения скорости для размерности [м/с]. (Для четвертой передачи используем семь первых точек).

Результаты расчетов сводим в табл. 3.8.

$$t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{j} dV = a_0(V_2 - V_1) + \frac{a_1}{2}(V_2^2 - V_1^2) + \frac{a_2}{3}(V_2^3 - V_1^3) + \frac{a_3}{4}(V_2^4 - V_1^4)$$

С учетом потери скорости на переключение передач  $V_{1(i+1)} = V_{2i} / \lambda_1$ .

$$\lambda_1 = \frac{1}{1 - \frac{g\psi t_n}{\delta_{ni} V_{2i}}} = \frac{1}{1 - \frac{9.81 \cdot 0.06 \cdot 1}{\delta_{ni} V_{2i}}} = \frac{1}{1 - \frac{0.59}{\delta_{ni} V_{2i}}}$$

Таблица 3.8

Коэффициенты полиномов для вычисления  $1/j = f(V)$

№ передачи	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$
II	0,1032	0,03526	0,009654	0,00131
III	0,2132	0,0365	0,003164	0,001121
IV	0,4042	0,2346	-0,05748	0,005213

Тогда

2 передача:

$$V_{12} = 0; V_{22} = 16,36 \text{ км/ч} = 4,55 \text{ м/с};$$

$$t_2 = 0,1032 - 4,55 + 0,03526 \cdot 4,55^2/2 + 0,009654 \cdot 4,55^3/3 + 0,00131 \cdot 4,55^4/4 = 1,28 \text{ с};$$

$$\lambda_2 = \frac{1}{1 - \frac{0.59}{1.418 \cdot 4.55}} = 1,1.$$

$$3 \text{ передача: } V_{13} = \frac{4,5}{1,1} = 4,13 \text{ м/с}; V_{23} = 8,68 \text{ м/с} = 31,26 \text{ км/ч};$$

$$t_3 = 0,2132 - (8,68 - 4,13) + 0,0365 - (8,68^2 - 4,13^2)/2 + \\ + 0,003164 \cdot (8,68^3 - 4,13^3)/3 + 0,001121 \cdot (8,68^4 - 4,13^4)/4 = 4,16 \text{ с}.$$

Аналогичные расчеты выполняются и для промежуточных точек на каждой передаче.

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.9.

$$12. \text{ Характеристика разгона машины по пути } S_{\text{разг}} = \sum_{i=2}^4 S_i + \sum_{i=2}^3 S_{ni}.$$

Зависимости  $V = f(t_{\text{разг}})$ , представленные в табл.3.9 массивами точек аппроксимируем полиномами третьей степени

$$V = a_0 + a_1 t_{\text{разг}} + a_2 t_{\text{разг}}^2 + a_3 t_{\text{разг}}^3$$

Для вычисления коэффициентов воспользуемся программой для ЭВМ, текст которой представлен в Приложении. Значения скорости для размерности [м/с].

$$S = \int_{t_1}^{t_2} V dt = a_0 (t_2 - t_1) + \frac{a_1}{2} (t_2^2 - t_1^2) + \frac{a_2}{3} (t_2^3 - t_1^3) + \frac{a_3}{4} (t_2^4 - t_1^4).$$

Путь, пройденный машиной при движении по инерции за время переключения передачи  $S_{ni} = \frac{V_{2i}}{2} \left( 1 + \frac{1}{\lambda_i} \right) t_n$ .

Тогда 2 передача:  $t_{12} = 0$  с;  $t_{22} = 1,28$  с;

$$S_2 = 0,04888 \cdot 1,28 + 8,031 \cdot 1,28^2 / 2 + 6,176 \cdot 1,28^3 / 3 + 2,079 \cdot 1,28^4 / 4 = 3,72 \text{ м};$$

$$S_{n2} = \frac{4.54}{2} \cdot \left( 1 + \frac{1}{1,1} \right) \cdot 1 = 4.33 \text{ м}.$$

Таблица 3.9

Характеристика разгона машины по времени

II передача $\lambda = 1,1$ $t_n = 1$ с	$V$ , км/ч	0,00	2,05	4,09	6,14	8,18	10,23	12,27	4,32	16,36
	$V$ , м/с	0,00	0,57	1,14	1,70	2,27	2,84	3,41	3,98	4,55
	$t$ , с	0,00	0,06	0,15	0,25	0,37	0,53	0,73	0,97	1,28
	$t_{разг}$ , с	0,00	0,06	0,15	0,25	0,37	0,53	0,73	0,97	1,28
III передача $\lambda = 1,06$ $t_n = 1$ с	$V$ , км/ч	14,87	16,92	18,97	21,02	23,07	25,11	27,16	29,21	31,26
	$V$ , м/с	4,13	4,70	5,27	5,84	6,41	6,98	7,55	8,11	8,68
	$t$ , с	0,00	0,30	0,65	1,05	1,52	2,05	2,66	3,36	4,16
	$t_{разг}$ , с	2,28	2,58	2,93	3,33	3,79	4,32	4,94	5,64	6,44
IV передача	$V$ , км/ч	29,58	32,60	35,62	38,64	41,66	44,68	47,70	50,72	53,74
	$V$ , м/с	8,22	9,06	9,89	10,73	11,57	12,41	13,25	14,09	14,93
	$t$ , с	0,00	1,26	2,86	4,90	7,51	10,82	14,99	20,19	26,59
	$t_{разг}$ , с	7,44	8,70	10,30	12,34	14,95	18,26	22,43	27,63	34,03

Таблица 3.10

Коэффициенты полиномов для вычисления  $V = f(t_{разг})$

№ передачи	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$
II	0,04888	8,031	-6,176	2,079
III	-2,0	3,639	-0,4708	0,02537
IV	2,530	0,9871	-0,03107	0,0037574

3 передача:  $t_{13} = 2,28$  с;  $t_{23} = 6,44$  с;

$$S_3 = -2 \cdot (6,44 - 2,28) + 3,639 \cdot (6,44^2 - 2,28^2) / 2 - 0,4708 \cdot (6,44^3 - 2,28^3) / 3 + 0,02537 \cdot (6,44^4 - 2,28^4) / 4 = 28,38 \text{ м}.$$

Аналогичные расчеты выполняются и для промежуточных точек на каждой передаче.

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.11

13. Баланс мощности машины  $N_e = P_k V / 3,6$ ;

Таблица 3.11

Характеристика разгона машины по пути

II передача $s_n = 4,33\text{м}$	$V, \text{ км/ч}$	0,00	2,05	4,09	6,14	8,18	10,23	12,27	14,32	16,3
	$V, \text{ м/с}$	0,00	0,57	1,14	1,71	2,27	2,84	3,41	3,98	4,54
	$s, \text{ м}$	0,00	0,02	0,09	0,23	0,47	0,89	1,52	2,41	3,72
	$s_{разг}, \text{ м}$	0,00	0,02	0,09	0,23	0,47	0,89	1,52	2,41	3,72
III передача $s_n = 8,45\text{м}$	$V, \text{ км/ч}$	14,87	16,92	18,97	21,02	23,07	25,11	27,16	29,21	31,2
	$V, \text{ м/с}$	4,13	4,70	5,27	5,84	6,41	6,98	7,54	8,11	8,68
	$s, \text{ м}$	0,00	1,33	3,07	5,29	8,11	11,67	16,18	21,66	28,3
	$s_{разг}, \text{ м}$	8,06	9,38	11,13	13,35	16,17	19,72	24,23	29,72	36,4
IV передача	$V, \text{ км/ч}$	29,58	32,6	35,62	38,64	41,66	44,68	47,70	50,72	53,7
	$V, \text{ м/с}$	8,22	9,06	9,89	10,73	11,57	12,41	13,25	14,09	14,9
	$s, \text{ м}$	0,00	10,92	25,99	46,93	76,05	115,0	169,8	240,8	333
	$s_{разг}, \text{ м}$	44,9	55,80	70,88	91,81	120,9	160,9	214,7	285,7	378

$$N_f = P_f V / 3,6 = 9,006V / 3,6 = 2,5V;$$

$$N_w = 0,0214k_w(H-h)BV^3 = 0,0214 \cdot 0,65 \cdot (1,9 - 0,4) \cdot 2,5V^3 = 0,0522V^3$$

При расчетах используем данные табл.3.5.

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.12.

Таблица 3.12

Баланс мощности машины

I передача	$N_k, \text{ кВт}$	0,00	85,68	147,7	198,2	212,7	217,1	219,4	215,2	219,2	85,91
	$V, \text{ км/ч}$	0,00	1,04	2,10	3,56	4,38	5,33	6,97	7,72	8,56	10,08
II передача	$N_k, \text{ кВт}$	0,00	85,25	146,2	194,8	208,2	211,4	211,8	206,9	209,8	81,53
	$V, \text{ км/ч}$	0,00	2,00	4,01	6,81	8,37	10,19	13,31	14,74	16,36	19,26
III передача	$N_k, \text{ кВт}$	0,00	84,42	143,3	188,2	199,4	200,4	197,3	191,1	191,8	73,15
	$V, \text{ км/ч}$	0,00	3,81	7,67	13,01	15,98	19,47	25,43	28,17	31,26	36,80
IV передача	$N_k, \text{ кВт}$	0,00	82,85	137,9	175,6	182,8	179,6	169,5	160,8	157,4	57,16
	$N_f, \text{ кВт}$	0,00	18,26	36,60	62,18	76,38	93,05	121,5	134,6	149,4	175,8
	$N_w, \text{ кВт}$	0,00	0,02	0,16	0,80	1,49	2,69	5,98	8,14	11,11	18,13
	$N_f + N_w, \text{ кВт}$	0,00	18,28	36,76	62,98	77,87	95,74	127,5	142,8	160,5	194,0
	$V, \text{ км/ч}$	0,00	7,28	14,64	24,84	30,53	37,19	48,56	53,80	59,70	70,28

Результаты тягового расчета представлены на рис. 1 - 11. На рис. 5 и рис.6 штриховыми линиями обозначены участки работы, где КПД гидротрансформатора ниже минимального допустимого  $\eta_{гмп \min} = 0,81$

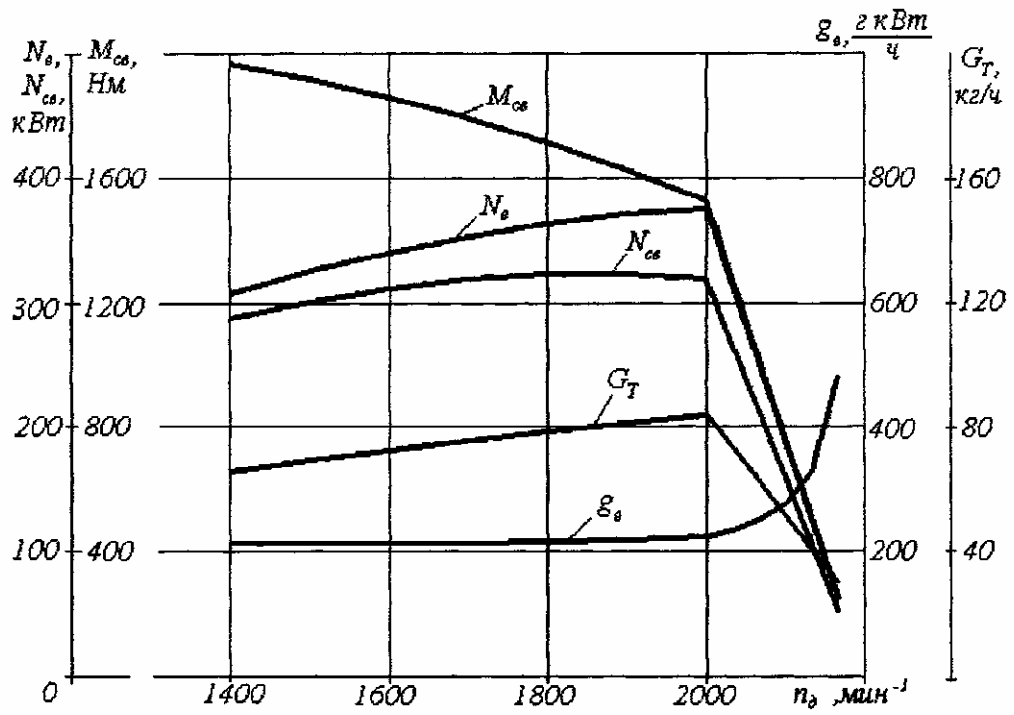


Рис.5.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя

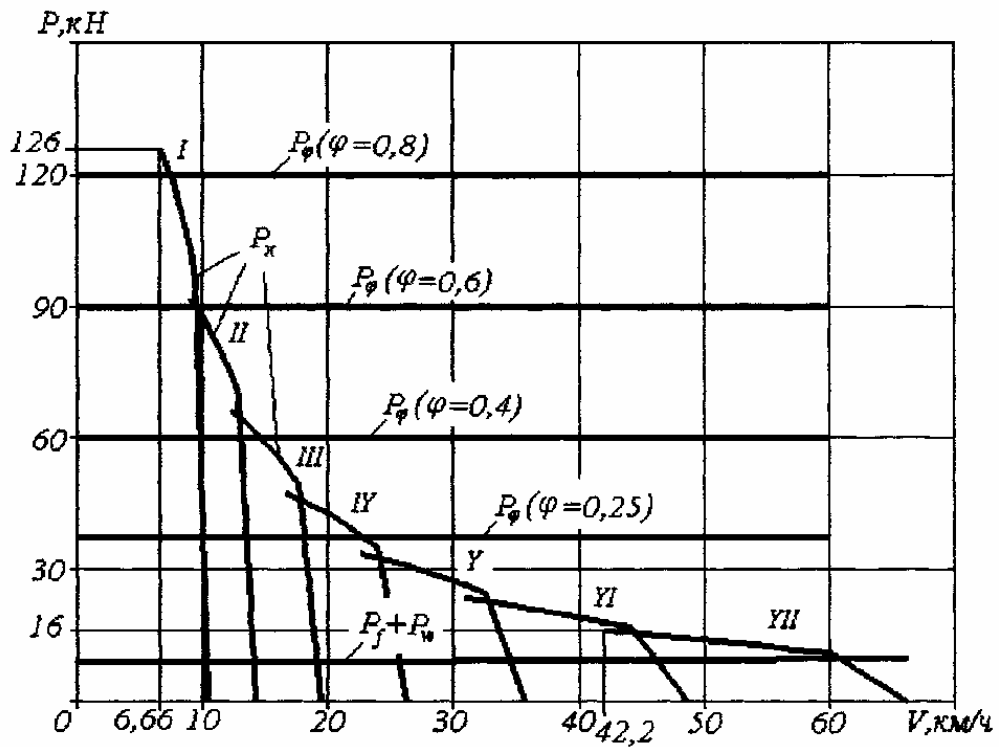


Рис.5.2. Тяговый баланс машины

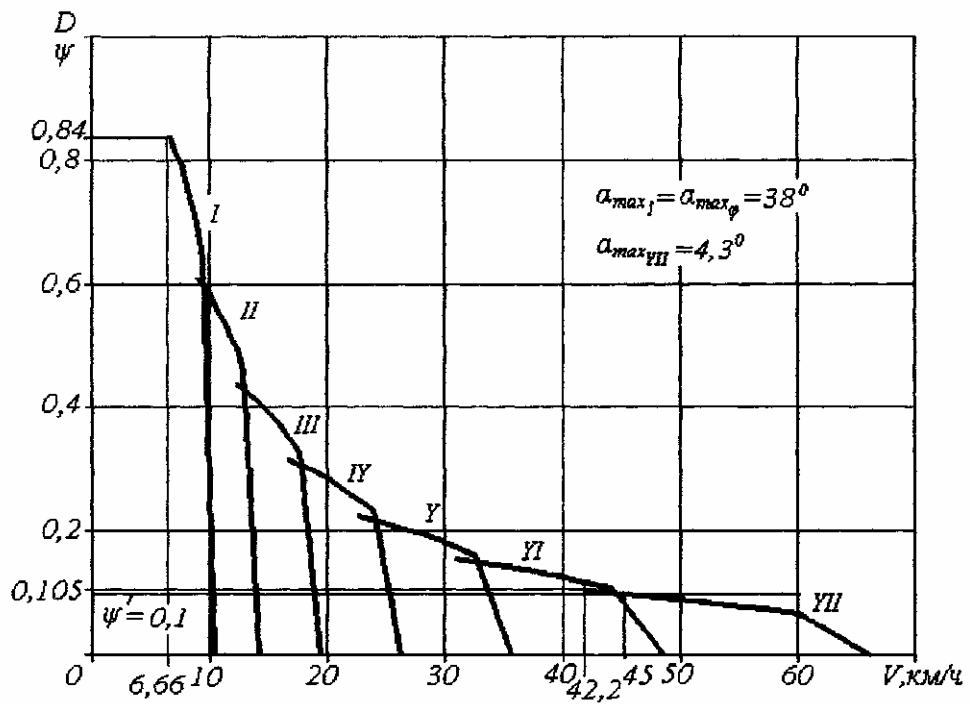


Рис.5.3. Динамическая характеристика машины

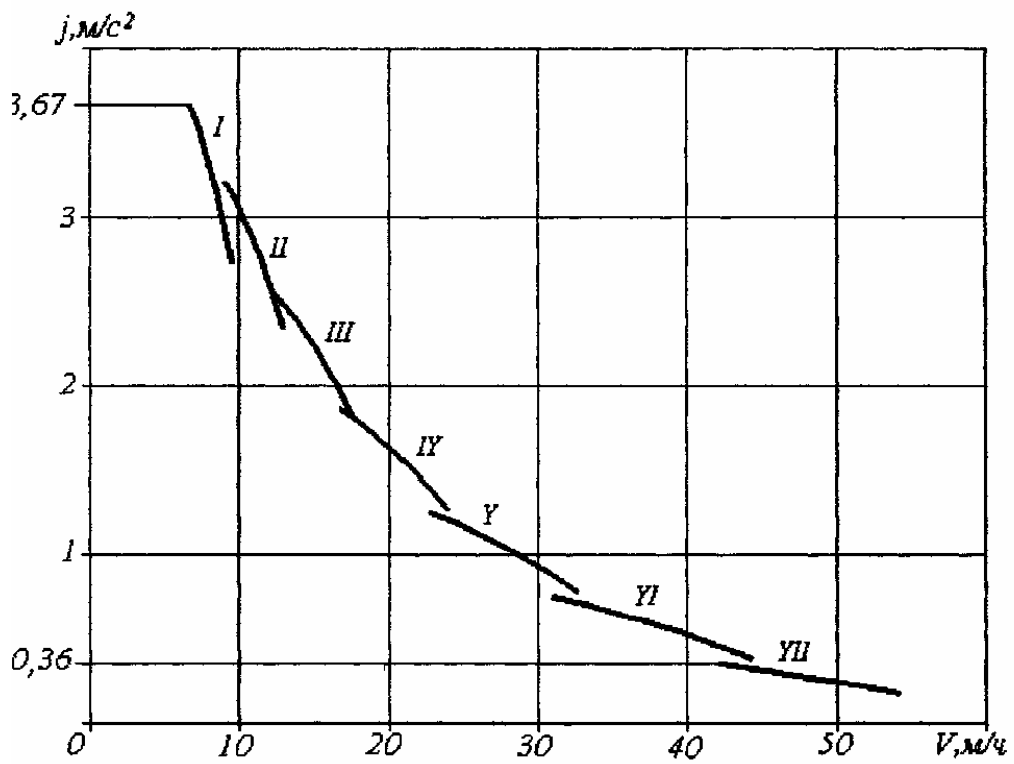


Рис.5.4. Характеристика ускорений машины



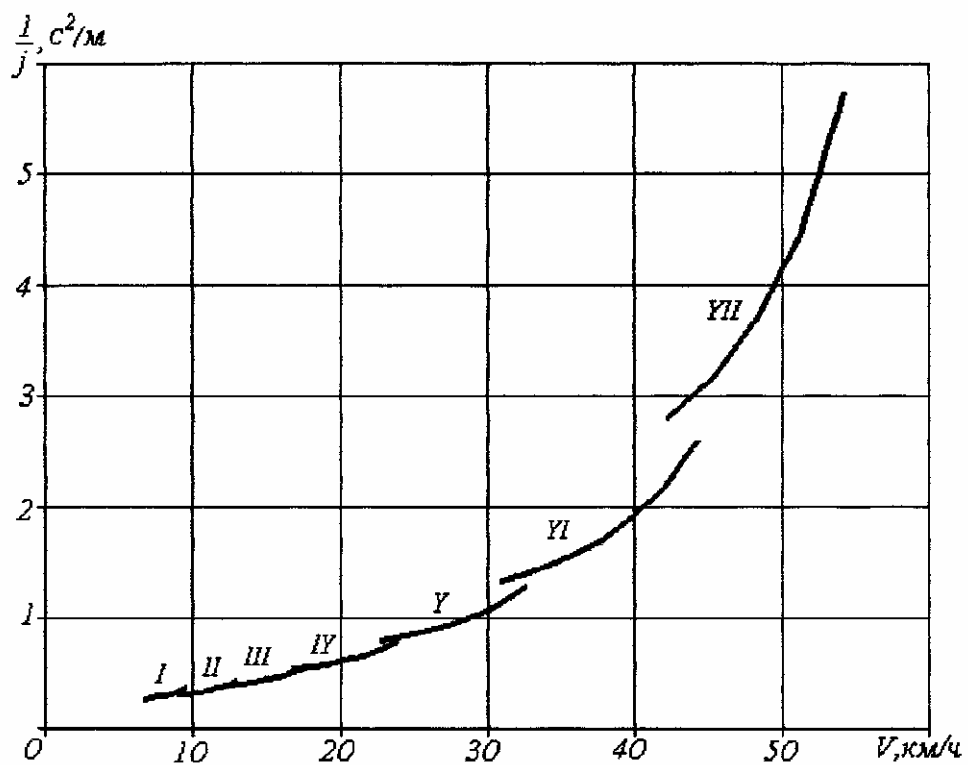


Рис. 3.3. График величин, обратных ускорениям машины

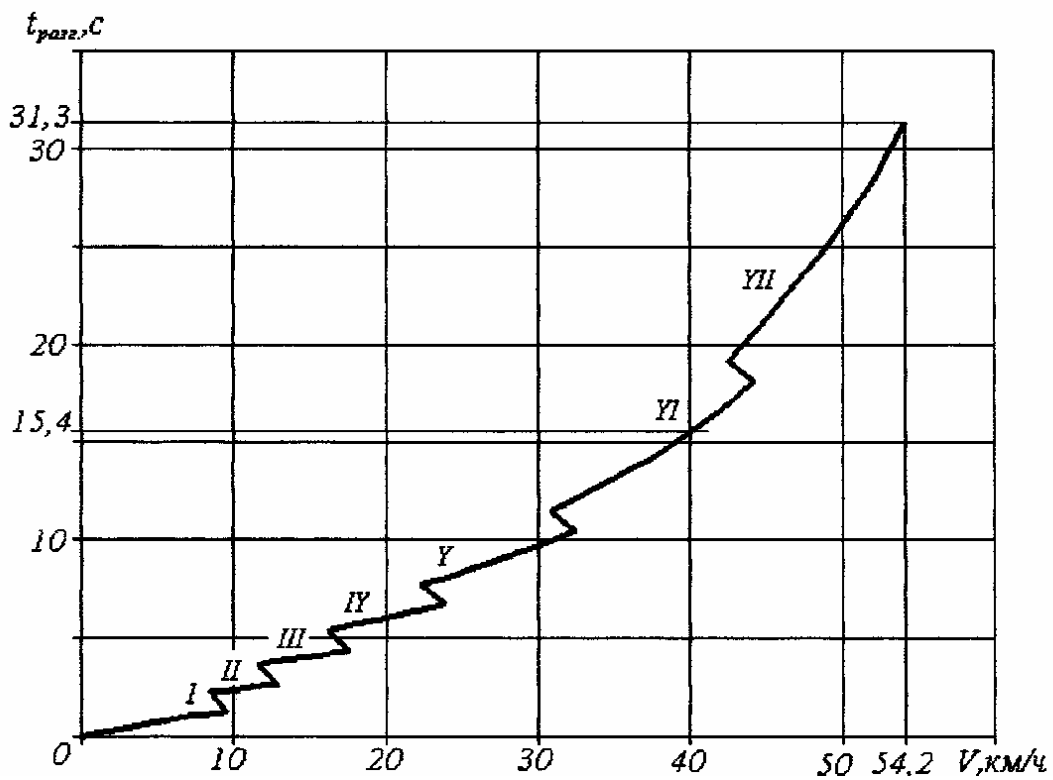


Рис. 5. 6. Характеристика разгона машины по времени

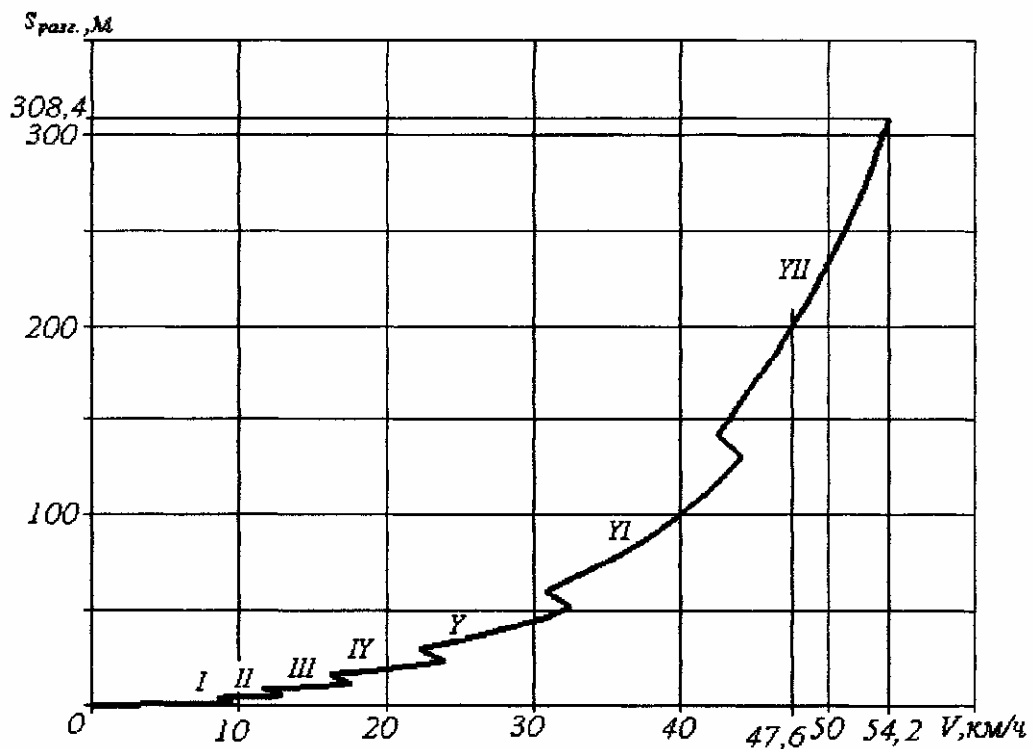


Рис 5.7. Характеристика разгона машины по пути

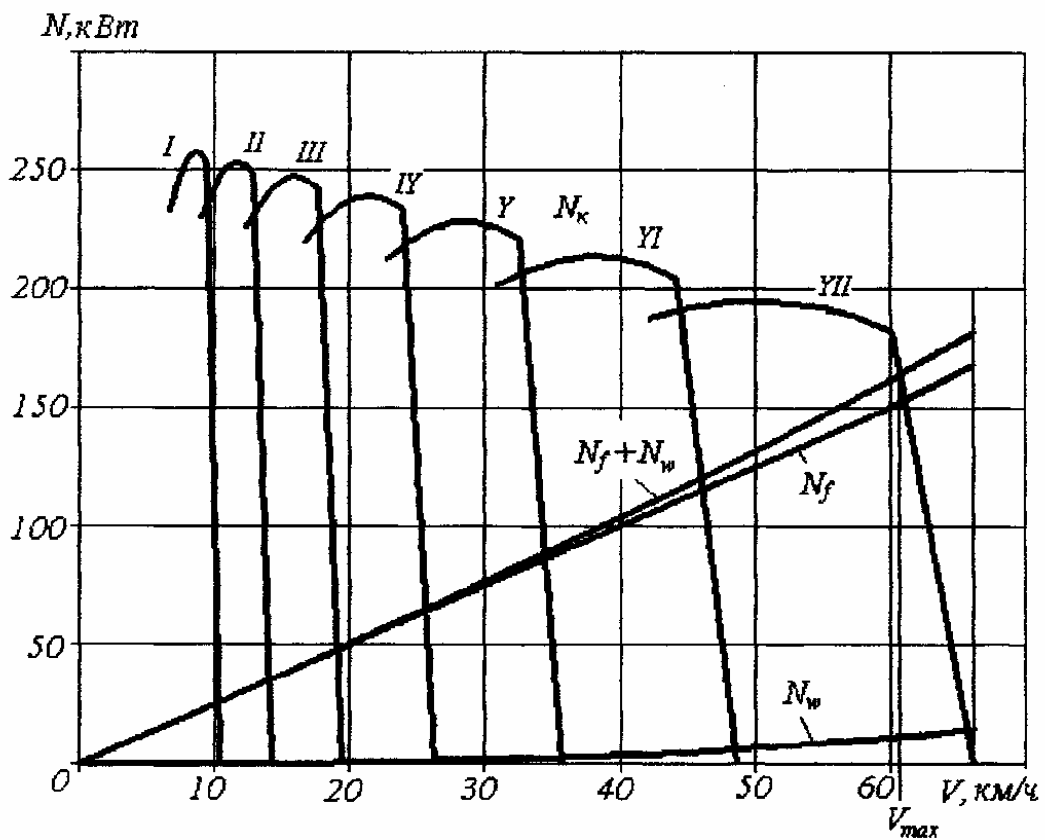


Рис.5.8.График баланса мощности машины

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Если для аппроксимации произвольной функции, заданной таблично парами значениями  $x_i$  и  $y_i$  используется кубический полином

$$y(x) = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot x^3,$$

коэффициенты  $a_i$  могут быть найдены из решения системы уравнений

$$c_0 \cdot a_0 + c_1 \cdot a_1 + c_2 \cdot a_2 + c_3 \cdot a_3 = d_0,$$

$$c_1 \cdot a_0 + c_2 \cdot a_1 + c_3 \cdot a_2 + c_4 \cdot a_3 = d_1,$$

$$c_2 \cdot a_0 + c_3 \cdot a_1 + c_4 \cdot a_2 + c_5 \cdot a_3 = d_2,$$

$$c_3 \cdot a_0 + c_4 \cdot a_1 + c_5 \cdot a_2 + c_6 \cdot a_3 = d_3.$$

где  $c_i = \sum_{i=1}^3 x_i^j$ ,  $j=0,1,2,\dots,6$ ,  $d_k = \sum_{i=1}^3 x_i^j \cdot y_i$ ,  $k=0,1,2,3$ ,  $i=1,2,\dots,n$ ,

$n$  - число пар исходных значений  $x_i$  и  $y_i$  (не менее 3).

Для определения коэффициентов кубического полинома, аппроксимирующего функцию, заданную таблично, можно использовать программу *apr.exe* (МТУ «МАМИ», каф. «Тракторы»)

Текст программы (на языке Турбо Бейсик) приведен ниже.

```
cls
m=3 'Степень полинома
n=m+1 'Число коэффициентов
over=0
input «Число точек ввода «; nt
dim x (nt), y (nt), a (n), c (2*n), b (n), am (n, n)
'Ввод исходных данных:
for i=1 to nt
print «X(“;i;”) = “;
input;””,x(i)
print” Y(“;i;”) = “;
input “”,y(i)
next i
'Вычисление коэффициентов исходной системы уравнений:
for j=0 to 2*n
c (j)=0
if j<=n then b(j)=0
nextj
for i=1 to nt
r=y(i)
f=1
for j=1 to 2*n-1
c(j)=c(j)+f
if j = n then
b(j)>b(j)+r
```

```

    r=r*x(i)
  end if
next j
next i
for i=1 to n
  k=i
  for j=1 to n
    am(i,j)=c(k)
    k=k+1
  next j
  if ABS(am(i, i)) < 1E-35 then
    over = -1
    exit for
  end if
next i
‘Решение системы линейных уравнений методом Гаусса:
if NOT over then
  for i=1 to n-1
    for j=i+1 to n
      if ABS(am(i, i)) < 1E-35 then
        over = -1
        exit for
      end if
      am(j,i)=-am(j,i)/am(i,i)
      for k=i+1 to n
        am(j ,k)=am(j ,k)+am(j,i)*am(i,k)
      next k
      b(j)=b(j)+am(j,i)*b(i)
    next j
  next i
  for i=1 to n
    if ABS(am(i, i)) < 1E-35 then over = -1
  next i
end if
if NOT over then
  a(n-1 )=b(n)/am(n,n)
  for i=n-1 to 1 step-1
    h=b(i)
    for j=i+1 to n
      h=h-a(j-1 )*am(I, j)
    next j
    a(i-1)=h/am(i,i)
  next i
print “Коэффициенты полинома”

```

```

for i=0 to n-1
  print "a(" & i & ") = " & a(i)
next i
' Расчет погрешности аппроксимации
e=0
for i=1 to nt
  s=y(i)
  r=1
  for j=1 to n
    s=s-r*a(j-1)
    r=r*x(i)
  next j
  e=e+s*s
next i
e=SQR(e/nt)
print " Погрешность аппроксимации E=" & e
else
  cls
locate 8
print " ПОТЕРЯ ПОРЯДКА ПРИ ВЫЧИСЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТОВ"
print " Повторите ввод с другими координатами,"
print " или увеличьте число точек."

```

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина/М.Г. Беккер Пер. с англ. - М.: Машиностроение, 1973—520 с.
2. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин/Н.А. Забавников - М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
3. Машиностроение. Энциклопедия. Ред. совет: К.Ф. Фролов (пред.) и др. -М.: Машиностроение. Колесные и гусеничные машины. Т 1У-15/ В.Ф.Платонов, В.С. Азев, Е.Б.Александров и др. Под общ. ред. В.Ф.Платонова, 1997.-688 с.
4. Многоцелевые гусеничные шасси /В.Ф.Платонов, В.С.Кожевников, В.А. Коробкин, С.В.Платонов. - М.: Машиностроение, 1998, - 342 с.
5. Парфенов А.П. Тяговый расчет гусеничной транспортно-тяговой машины. Метод. указания/А.П. Парфенов, Ю.С. Щетинин. – М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2002. – 75 с.
6. Платонов В.Ф. Гусеничные и колесные транспортно -тяговые машины/В.Ф. Платонов, Г.Р. Леашвили. - М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
7. Проектирование полноприводных колесных машин: Учеб. для вузов, т. 1/Б.А. Афанасьев, Н.Ф. Бочаров, Л.Ф. Жеглов и др.; Под общ. ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 488 с.
8. Расчет и конструирование гусеничных машин /Н.А. Носов, В.Д. Галышев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко - Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
9. Сергеев Л.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин/Л.В. Сергеев, В.В. Каботнов. - М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
10. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин/Г.А. Смирнов. - М.: Машиностроение, - 1990. – 351 с.
11. Стесин С.П. Лопастные машины и гидродинамические передачи: Учеб. для вузов/С.П. Стесин, Е.А. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ  
С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к курсовой работе и практическим занятиям для студентов  
специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение»

Составитель Баженов Светослав Петрович

Редактор Р.А. Черникова

Подписано в печать .Формат бумаги 60x80 1/16. Бумага  
типографская. Ризография. Печ. листов 2,0. Тираж 100 экз. Заказ №  
Липецкий государственный технический университет.  
398600, Липецк, ул. Московская, 30.  
Типография ЛГТУ. 398600, Липецк, ул. Московская,30.