

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по устройству автомобилей и тракторов

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

КП-190 629

Допущен к защите

Зав. отделением

Овчинников В.Ф.

фамилия

подпись

дата

Руководитель проекта

Тимофеев И.С.

фамилия

подпись

дата

Проектировал

фамилия

подпись

дата

РЯЖСК - 2013

Конструктивные особенности двигателя Power Tech Plus.

					<i>КП 190 629 ... 13 Пз</i>	<i>Лист</i>
						<i>5</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Конструктивные особенности трансмиссии Power Quad Plus.

Конструктивные особенности кабины и удобство в управлении трактором и комфортом.

					<i>КП 190 629 ... 13 Пз</i>	<i>Лист</i>
						6
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Конструктивные особенности системы параллельного вождения Green Star.

Конструктивные особенности системы управления навесными орудиями IMS

					<i>КП 190 629 ... 13 Пз</i>	<i>Лист</i>
						7
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

Исходные данные :

1. Тип (прототип) трактора ; ДТ-75М, гусеничный.

2. Номинальная сила тяги ; $P_H = \dots$ кН

Трактор ДТ-75М относится к тяговому классу 3, номинальное тяговое усилие у которого равно $P_H = 3 \text{ тс} \approx \dots$ кН, выраженной в тоннах силы ($1 \text{ тс} = 1 * g \text{ кН} = 9,81 \text{ кН} \approx 10 \text{ кН}$, где g - ускорение свободного падения , $g = 9,81 \text{ кН}$).

3. . Число основных рабочих передач ; $z=4$.

4. Расчетная скорость движения на низшей рабочей передач при номинальной силе тяги ; $V_{H1} = \dots$ км/ч.

5. Максимальная транспортная скорость движения трактора

$$V_{\text{макс}} = \dots \text{ км/ч.}$$

6. Частота вращения коленчатого вала двигателя при номинальной мощности ; $n_H = \dots$ об/мин.

7. Удельный расход топлива при номинальной мощности двигателя ; $g_{eH} = \dots$ г/кВт*ч.

8. Конструктивная масса трактора $m_k = \dots$ кг.

9. Тяговый диапазон принять $\delta_T = \dots$

10. Коэффициент расширения тяговой зоны трактора $\varepsilon = \dots$

Длина одного звена гусеницы ; $l_{3B} = 0,173 \text{ м}$

12. Степень неравномерности регулятора ; $\delta_p = \dots$

13. Число активно действующих зубьев звездочки за один оборот ; $Z = 13$

Преподаватель _____

Дата _____

Тяговый диапазон трактора

Тяговый диапазон трактора определяется по формуле:

$$\delta_T = \varepsilon \frac{P_H}{P_H^1}$$

где P_H и $(P_H - 1)$ — соответственно номинальная сила тяги (по заданию) и сила тяги трактора предыдущего класса;

ε — коэффициент расширения тяговой зоны трактора, рекомендуемый в среднем 1,3.

Для тракторов класса тяги тяговый диапазон можно принять

$\delta_T = \dots$

Зная тяговый диапазон и номинальную силу тяги трактора, можно определить его минимальную силу тяги из соотношения

$$\delta_T = \frac{P_H}{P_{кр \text{ min}}} \quad \text{откуда : } P_{кр \text{ min}} = \frac{P_H}{\delta_T} = \frac{\dots}{\dots} = \dots$$

Масса трактора

Масса трактора оценивается его состоянием. Если трактор не имеет заправочных материалов, балласта и тракториста, то такая масса называется конструктивной (m_k). Полностью заправленный трактор с трактористом и балластом будет иметь массу эксплуатационную ($m_э$).

					<i>КП 190 629 ... 13 Пз</i>	Лист
						8
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Конструктивная масса

m_k трактора = кг

Для большинства тракторов эксплуатационную массу можно определить по следующему выражению:

$$m_э = (1,07—1,1)m_k = 1,07 * = кг$$

Расчет номинальной мощности двигателя

Расчет номинальной мощности двигателя производится с учетом номинального тягового усилия трактора, силы сопротивления качению, массы трактора, потерь на трение в трансмиссии и необходимого запаса мощности двигателя.

Учитывая вышеизложенное, номинальная мощность двигателя определяется по формуле:

$$N_{ен} = \frac{P_H}{\eta_{тр}} \text{ кВт}$$

где P_H и V_{H1} — соответственно номинальное тяговое усилие (Н) и расчетная скорость движения на низшей рабочей передаче при номинальной силе, тяги, км/ч (по заданию); $P_H = \dots\dots\dots 0\ 000\ \text{Н}$

$m_э$ — эксплуатационная масса трактора (кг); $m_э = \dots\dots\dots\ \text{кН}$

g — ускорение свободного падения (м/с^2); $g = 9,8\ \text{м/с}^2$

$\eta_{тр}$ — к. п. д., учитывающий потери мощности в трансмиссии и определяемый по формуле

$$\eta_{тр} = \eta_{ц}^{n_1} \cdot \eta_{к}^{n_2} \cdot \eta_x,$$

где $\eta_{ц}$ и $\eta_{к}$ — соответственно к. п. д. цилиндрической и конической пары шестерен.

Принимаются равными $\eta_{ц} = 0,985$ и $\eta_{к} = 0,975$;

η_x — к. п. д., учитывающий потери мощности на холостом ходу; принимается $\eta_x = 0,96$;

n и n_1 — степенные показатели числа пар шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче;

$x_э$ — коэффициент эксплуатационной нагрузки тракторного двигателя — 0,85.

$$\eta_{тр} = 0,985^4 * 0,975 * 0,96 = 0,88$$

f — коэффициент сопротивления качению; для гусеничных — 0,08.

Тогда :

$$N_{ен} = \frac{P_H}{\eta_{тр}} \text{ кВт}$$

$$N_{ен} = \frac{(\dots\dots\dots 0000 + 0,08 * 9,8 * \dots\dots\dots)}{\eta_{тр}} = \dots\dots\dots \text{ кВт}$$

$$3600 * 0,88 * 0,85$$

Расчет основных рабочих скоростей трактора

Для расчета ряда основных рабочих скоростей трактора определяется диапазон скоростей, который характеризуется отношением высшей рабочей скорости к скорости на первой передаче

И

					КП 190 629 ... 13 Пз	Лист
						9
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$\delta_{\text{вдос}} = \frac{V_z}{V_{н1}}$$

где : $V_{н1}$ - расчетная скорость на первой передаче (по заданию) принимается в км/ч;

V_z - высшая рабочая скорость, которую необходимо определить.

Величина скоростного диапазона подсчитывается по формуле :

$$\delta_{\text{вдос}} = \delta_T \cdot \gamma_{\text{допмин}}$$

где : $\gamma_{\text{допмин}}$ — коэффициент, допустимой минимальной загрузки двигателя.

Рекомендуется принимать равным 0,85.

$$\delta_{\text{вдос}} = \dots * 0,85 = \dots$$

Для расчета высшей и промежуточных скоростей необходимо определить знаменатель геометрической прогрессии — q .

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \dots = \frac{V_z}{V_{z-1}} = q$$

Зная, что $\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \dots = \frac{V_z}{V_{z-1}} = q$, можно получить

$$V_2 = V_1 \cdot q; V_3 = V_2 \cdot q = V_1 \cdot q^2; V_4 = V_1 \cdot q^3; \dots V_z = V_1 \cdot q^{z-1};$$

отсюда

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{V_z}{V_1}} = \sqrt[z-1]{\delta_{\text{вдос}}}$$

$$q = \dots = \dots$$

Определив знаменатель геометрической прогрессии, подсчитывают скорости $V_2, V_3, V_4 \dots V_z$.

$$V_2 = V_1 \cdot q = \dots * \dots = \dots \text{ км/ч}$$

$$V_3 = V_2 \cdot q = V_1 \cdot q^2 = \dots * \dots^2 = \dots \text{ км/ч}$$

$$V_4 = V_3 \cdot q = V_1 \cdot q^3 = \dots * \dots^3 = \dots \text{ км/ч}$$

Высшая транспортная скорость в геометрическую прогрессию не входит.

Промежуточную транспортную скорость определяют как среднюю геометрическую величину между высшей транспортной и высшей скоростью основного ряда по формуле:

$$V_{\text{мр2}} = 0,2 (V_{\text{мр max}} + V_z) = 0,2 (\dots + \dots) = \dots \text{ км/ч}$$

Окончательный ряд скоростей корректируется в соответствии с практическими возможностями подбора чисел зубьев шестерен коробки передач проектируемого трактора.

1.5. Расчет передаточных чисел трансмиссии и коробки передач

Для гусеничного трактора передаточное число на первой передаче соответственно определяется по формуле:

$$i_{\text{мр1}} = 0,377 \frac{n_H \cdot r_{\text{НО}}}{V_{\text{р1}}}$$

Где : n_H — номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин

$V_{\text{р1}}$ - рабочая скорость трактора на 1 передачи ; $V_{\text{р1}} = V_{н1}$

$r_{\text{НО}}$ — радиус начальной окружности ведущей звездочки, который подсчитывается по формуле:

$$r_{HO} = \frac{z \cdot l_{3B}}{2\pi}$$

Где: l_{3B} — фактическая длина одного звена гусеницы, м; $l_{3B} = \dots\dots\dots$ м
 z — число активно действующих зубьев звездочки за один оборот. $Z = \dots\dots\dots$

$$r_{HO} = \dots\dots\dots \text{ м}$$

Тогда: $i_{mр1} = 0,377 * \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$

Остальные передаточные числа трансмиссии подсчитываются по формуле:

$$\dots\dots\dots = \frac{i_{mр2}}{q} \text{ и т.д.,}$$

где q — знаменатель геометрической прогрессии.

$$i_{тр2} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

$$i_{тр3} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

$$i_{тр4} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Зная расчетные общие передаточные числа трансмиссии на каждой передаче — $i_{тр}$ и передаточные числа шестерен с постоянным зацеплением трактора-прототипа i_0 , определяют передаточные числа коробки перемены передач по формуле:

$$i_{к1} = \frac{i_{mр1}}{i_0}; \quad i_{к2} = \frac{i_{mр2}}{i_0}; \quad i_{к3} = \frac{i_{mр3}}{i_0} \text{ и т.д.,}$$

где i_0 - передаточное число шестерен с постоянным зацеплением прототипа.

$$i_0 = i_{vm}; \quad i_{vm} = \dots\dots\dots = 0,377 * \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Тогда:

$$i_{к1} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

$$i_{к2} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

$$i_{к3} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

$$i_{к4} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Далее приводится схема коробки передач, на которой указывается какие шестерни находятся в зацеплении на каждой передаче и подбираются для них числа зубьев в соответствии с требуемыми передаточными числами. При необходимости округления дробных значений чисел зубьев шестерен действительные передаточные числа коробки передачи могут отличаться от расчетных. В этом случае соответственно вносятся изменения в общие передаточные числа трансмиссии и в расчетные скорости движения трактора.

Подсчитанные числа зубьев шестерен трансмиссии и уточненные значения передаточных чисел $i_{тр}$ и скоростей движения V для основных расчетных передач вносятся в таблицу 1.

Для 1 передачи:

находим число зубьев шестерен:

$$i_1 = \dots\dots\dots;$$

Принимаем $z_2 = \dots\dots\dots$ Принимаем $z_4 = \dots\dots\dots$

Тогда $: z_1 * z_3 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$

Принимаем $z_3 = \dots\dots\dots$ Принимаем $z_1 = \dots\dots\dots$

Находим действительное передаточное число коробки:

$$i_{1\partial} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Определяем действительные передаточные числа трансмиссии:

$$i_{mp1д} = i_{1\partial} * i_o ; i_{mp1} = \dots\dots\dots * \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Находим расчетные рабочие скорости движения трактора:

$$V_{p1д} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ км / час}$$

Для 2 передачи :

находим число зубьев шестерен :

$$i_2 = \dots\dots\dots ;$$

Принимаем $z_6 = \dots\dots\dots$; $z_1 = \dots\dots\dots$; $z_2 = \dots\dots\dots$

Тогда $: z_5 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$

Находим действительное передаточное число коробки:

$$i_{2\partial} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Определяем действительные передаточные числа трансмиссии:

$$i_{mp2д} = i_{2\partial} * i_o ; i_{mp2} = \dots\dots\dots * \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Находим расчетные рабочие скорости движения трактора:

$$V_{p2д} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ км / час}$$

Для 3 передачи :

находим число зубьев шестерен :

$$i_3 = \dots\dots\dots ;$$

Принимаем $z_8 = \dots\dots\dots$ Тогда $: z_7 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$

Принимаем $z_7 = \dots\dots\dots$; $z_1 = \dots\dots\dots$; $z_2 = \dots\dots\dots$

Находим действительное передаточное число коробки:

$$i_{3\partial} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Определяем действительные передаточные числа трансмиссии:

$$i_{mp3д} = i_{3\partial} * i_o ; i_{mp3} = \dots\dots\dots * \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Находим расчетные рабочие скорости движения трактора:

$$V_{p3д} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ км / час}$$

Для 4 передачи :

находим число зубьев шестерен :

$$i_4 = \dots\dots\dots ;$$

Принимаем $z_{10} = \dots\dots\dots$

Тогда $: z_9 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$

Принимаем $z_9 = \dots\dots\dots$; $z_1 = \dots\dots\dots$; $z_2 = \dots\dots\dots$

Находим действительное передаточное число коробки:

$$i_{4\partial} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Определяем действительные передаточные числа трансмиссии:

$$i_{mp4д} = i_{\partial4} * i_o ; i_{mp4} = \dots * \dots = \dots$$

Находим расчетные рабочие скорости движения трактора:

$$V_{p4д} = \dots = \dots \text{ км / час}$$

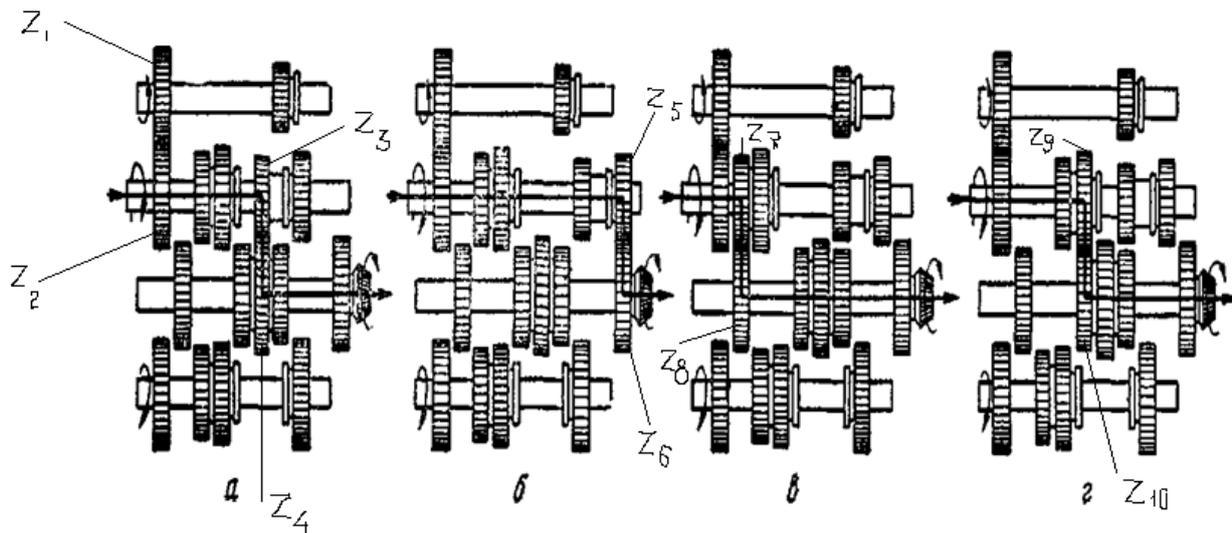


Рис. 63. Схема расположения шестерен коробки передач при включенных передачах:

а — первая передача; б — вторая передача; в — третья передача; г — четвертая передача; д — пятая передача; е — шестая передача; ж — седьмая передача; з — передача заднего хода.

Таблица 1

Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число зубьев
Передачи	основные									
	I		II		III			IV		
Шестерни в зацеплении	1,2,3,4		1,2,5,6		1,2,7,8			1,2,9,10		
Передаточные числа трансмиссии		
Рабочие скорости движения, км/ч		

Показатели энергонасыщенности и металлоемкости трактора

Энергонасыщенность и металлоемкость являются важными параметрами, характеризующими уровень технического совершенства в области тракторостроения. Рациональное использование металла является проблемой народно-хозяйственного значения. С повышением энергонасыщенности трактора увеличивается возможность повышения производительности труда без существенного увеличения дорогостоящего металла.

Энергонасыщенность трактора характеризуется отношением номинальной мощности тракторного двигателя к эксплуатационной массе трактора. Величину энергонасыщенности определяют по формуле:

$$N_э = \frac{N_{ен}}{m_{эк}} = \dots \text{ кВт/т}$$

Металлоемкость трактора характеризуется отношением (m_k) конструктивной массы к номинальной мощности ($N_{ен}$) двигателя. Этот показатель по мере совершенствования конструкций тракторов и повышения их энергонасыщенности непрерывно снижается. Снижение металлоемкости не должно ухудшать сцепных свойств трактора и понижать его надежность в работе. Величину металлоемкости определяют по формуле:

$$q_M = \frac{m_k}{N_{ен}}, \text{ кг/кВт}$$

$$q_M = \frac{m_k}{N_{ен}} = \dots \text{ кг/кВт}$$

					<i>КП 190 629 ... 13 Пз</i>	<i>Лист</i>
						14
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Построение скоростной характеристики двигателя А-41

На оси абсцисс отметим характерные частоты вращения коленчатого вала:

n_H - номинальная частота вращения коленчатого вала;

n_M - частота вращения при максимальном крутящем моменте;

n_{XX} - максимальная частота вращения коленчатого вала на холостом ходу

$$n_{XX} = (1 + \delta_p) \cdot n_H,$$

где δ_p - степень неравномерности регулятора. У современных автотракторных двигателей $\delta_p = 0,06 \dots 0,08$.

$$n_{XX} = (1 + 0,06) \cdot n_H = \dots \text{об / мин}$$

Для двигателя

$$n_H = \dots \text{об/мин};$$

$$n_M = 0,6 \dots 0,8 n_H = 0,7 \cdot n_H = \dots \text{об/мин};$$

$$n_{XX} = \dots \text{об/мин}.$$

На регуляторном участке характеристики (от n_{XX} до n_H) и на корректорном участке характеристики (от n_H до n_M) отметим по два промежуточных значения частоты вращения, которые впишем в таблицу 1.

Крутящий момент двигателя, работающего на режиме номинальной мощности:

$$M_{к.н.} = \frac{9550 \cdot N_{e,н}}{n_H} \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{к.н.} = 9550 \cdot \frac{\dots}{\dots} = \dots \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Максимальный крутящий момент:

$$M_{к.маx} = M_{к.н.} \cdot (100 + \mu) \cdot 10^{-2},$$

где μ - коэффициент запаса крутящего момента, $\mu = 10 \dots 15 \%$.

$$M_{к.маx} = \dots \cdot (100 + 15) \cdot 10^{-2} = \dots \text{ Н}\cdot\text{м}$$

На графике строим три точки: $M_{к.хх} = 0$, $M_{к.н}$ и $M_{к.маx}$, предварительно построив шкалу момента и шкалу частоты вращения (рис. 1.) На регуляторном участке построенные точки соединяют прямой линией, а на корректорном - выпуклой кривой.

Таблица 1. – Параметры скоростной характеристики двигателя А-41

Параметры	Частота вращения коленчатого вала, об/мин						
	$n_{1(м)}$	n_2	n_3	$n_{4(н)}$	n_5	n_6	$n_{7(хх)}$
$M_k, \text{ Нм}$	0
$N_e, \text{ кВт}$							0
$g_e, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$			∞
$G_T, \text{ кг/ч}$							

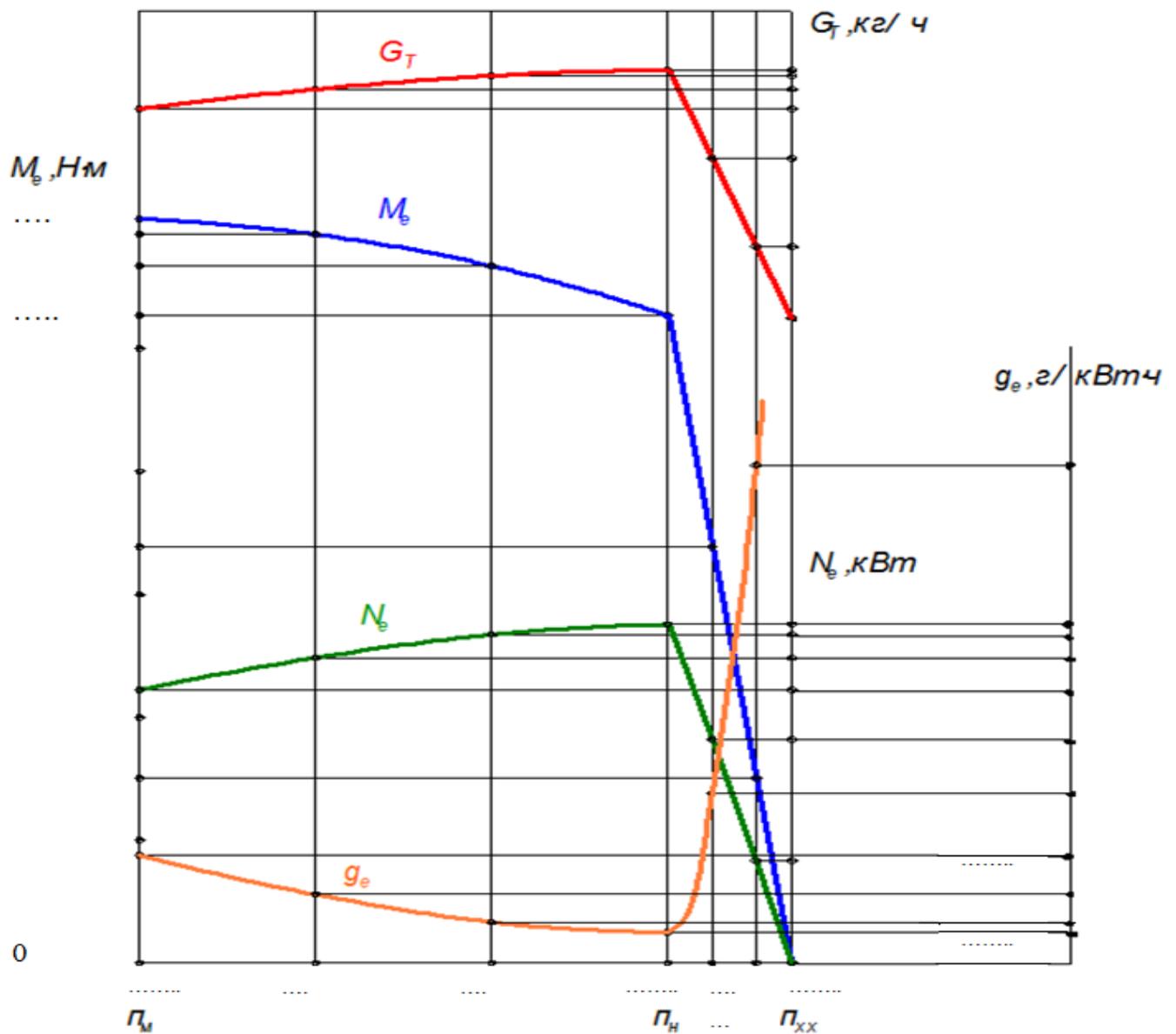


Рисунок 1. - Скоростная характеристика двигателя

Определяем по графику и вписываем в таблицу 1. промежуточные значения кривой крутящего момента.

Вычислим и построим кривую эффективной мощности двигателя N_e при соответствующих значениях крутящего момента.

$$N_{e1} = \frac{M_{к1} \cdot n_1}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВт}$$

$$N_{e2} = \frac{M_2 * n_2}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВт}$$

$$N_{e3} = \frac{M_3 * n_3}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВт}$$

$$N_{e4} = \frac{M_{к4} \cdot n_4}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВт}$$

$$N_{e5} = \frac{M_5 * n_5}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВт}$$

$$N_{e6} = \frac{M_6 * n_6}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВт}$$

$$N_{e7} = \frac{M_{к7} \cdot n_7}{9550} = \frac{0 * \dots}{9550} = 0 \text{ кВт}$$

Построение кривой удельного эффективного расхода топлива g_e начнем с расхода топлива на режиме номинальной мощности ($g_{e.n.} = \dots$ г/кВт·ч).

Удельный эффективный расход топлива при максимальном крутящем моменте ($g_{e.m.}$) на 8...12 % больше, чем на режиме номинальной мощности.

$$g_{e.max.} = \dots * + (\dots * 0,08) = \dots + \dots = \dots \text{ г/кВт·ч}$$

Учитывая изложенное, строим точки $g_{e.n.}$ и $g_{e.m.}$ и соединяем их вогнутой кривой.

Значения промежуточных точек вписываем в таблицу 1. и вычисляем часовой расход топлива G_T для корректорного участка характеристики:

$$G_{T1} = \frac{N_{e1} \cdot g_{e1}}{1000} = \frac{\dots * \dots}{1000} = \dots \text{ кг/ч}$$

$$G_{T2} = \frac{N_{e2} \cdot g_{e2}}{1000} = \frac{\dots * \dots}{1000} = \dots \text{ кг/ч}$$

$$G_{T3} = \frac{N_{e3} \cdot g_{e3}}{1000} = \frac{\dots * \dots}{1000} = \dots \text{ кг/ч}$$

$$G_{T4} = \frac{N_{e4} \cdot g_{e4}}{1000} = \frac{\dots * \dots}{1000} = \dots \text{ кг/ч}$$

Часовой расход топлива $G_{T.xx}$ при работе двигателя без нагрузки с максимальной частотой вращения коленчатого вала не превышает обычно 25...30 % расхода топлива на режиме номинальной мощности $G_{T.n.}$ и изменяется на регуляторном участке по линейному закону.

$$G_{T7} = G_{T4} + (G_{T4} * \frac{30}{100}) = \dots \text{ кг/ч}$$

$$G_{T5} = \frac{N_{e5} \cdot g_{e5}}{1000} = \frac{\dots * \dots}{1000} = \dots \text{ кг/ч}$$

$$G_{T6} = \frac{N_{e6} \cdot g_{e6}}{1000} = \frac{\dots * \dots}{1000} = \dots \text{ кг/ч}$$

Построив линию расхода топлива, вписываем в табл. 1. соответствующие значения для регуляторного участка характеристики, рассчитываем и строим окончательно кривую g_e :

$$g_{e2} = \frac{1000 \cdot G_{T2}}{N_{e2}} = \frac{1000 * \dots}{\dots} \dots \text{ г/кВт·ч}$$

$$g_{e3} = \frac{1000 \cdot G_{T3}}{N_{e3}} = \frac{1000 * \dots}{\dots} \dots \text{ г/кВт·ч}$$

$$g_{e5} = \frac{1000 \cdot G_{T5}}{N_{e5}} = \frac{1000 * \dots}{\dots} \dots \text{ г/кВт·ч}$$

$$g_{e6} = \frac{1000 \cdot G_{T6}}{N_{e6}} = \frac{1000 * \dots}{\dots} \dots \text{ г/кВт·ч}$$

Литература

Основная

1. Методические указания к изучению конструкции, основ теории и расчёта трактора и автомобилей и выполнения курсовой работы. Ряжск, 2013
2. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: КолосС, 2004
3. Барский И. Б. Конструирование и расчёт тракторов. М.: Машиностроение, 1980
4. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Колос, 1972.

Дополнительная

5. Скотников В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986.
6. Работа с нормативной и технической литературой (ГОСТ, Интернет ресурсы) для определения характеристик тракторов Джон Дир.

					<i>КП 190 629 ... 13 Пз</i>	<i>Лист</i>
						<i>18</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

$$N_{e1} = \frac{M_{k1} \cdot n_1}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВТ}$$

$$N_{e2} = \frac{M_2 * n_2}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВТ}$$

$$N_{e3} = \frac{M_3 * n_3}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВТ}$$

$$N_{e4} = \frac{M_{k4} \cdot n_4}{9550} = \frac{\dots * 1780}{9550} = 80 \text{кВТ}$$

$$N_{e5} = \frac{M_5 * n_5}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВТ}$$

$$N_{e6} = \frac{M_6 * n_6}{9550} = \frac{\dots * \dots}{9550} = \dots \text{кВТ}$$