

УДК 629.114.2-182.8

РАСЧЕТ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА «БЕЛАРУС 1523»

В. Б. ПОПОВ, А. А. ВОРОБЬЕВ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Введение

Подъемно-навесное устройство (ПНУ) – обязательный элемент машинно-тракторного агрегата, предназначенный для связи трактора с рабочим орудием. ПНУ состоит из гидропривода (ГП) открытого типа и механизма навески (МН). Схема гидропривода ПНУ, гидроцилиндр (ГЦ) которого нагружен со стороны механизма навески, представлена на рис. 1.

Цель настоящей работы – формализация описания процесса перевода подъемно-навесным устройством трактора «Беларус 1523» навесного рабочего орудия в транспортное положение.

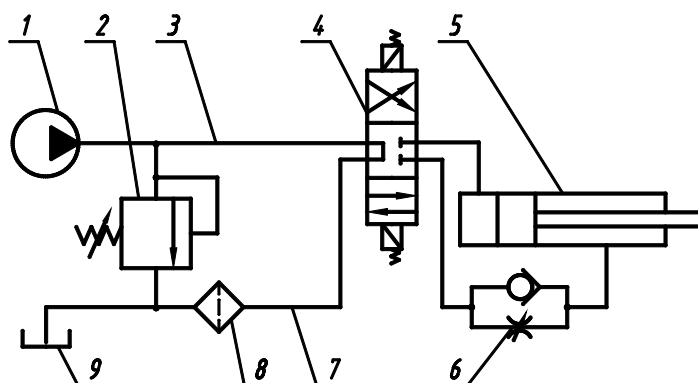


Рис. 1. Схема гидропривода открытого типа: 1 – насос шестеренный; 2 – клапан предохранительный; 3 – напорная магистраль; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидроцилиндр; 6 – регулируемый дроссель; 7 – сливная магистраль; 8 – фильтр; 9 – бак

Постановка задачи

Величина приведенной к поршню ГЦ нагрузки $F_{np}(S)$ состоит из полезной составляющей $F(S)$, а также приведенных сил трения ($F_{тр}^{np}$) и инерции ($F_{ин}^{np}$) [1].

$$F_{np}(S) = F(S) + F_{ин}^{np}(S) + F_{тр}^{np}(S), \quad (1)$$

где S – обобщенная координата МН.

Полезная нагрузка на гидроцилиндре (ГЦ) пропорциональна передаточному числу механизма навески – $I(S)$ [2]:

$$F(S) = P_6 \cdot I(S), \quad (2)$$

где P_6 – вес рабочего орудия.

Максимальная движущая сила, развиваемая на штоке ГЦ для преодоления приведенной к ГЦ нагрузки, определяется по выражению:

$$F_{шт}^{\max} = p_{гц}^{\max} \cdot F_c, \quad (3)$$

где F_c – площадь поршня ГЦ; $p_{гц}^{\max}$ – максимальное давление в ГЦ.

Максимальное давление в ГЦ ограничено настройкой предохранительного клапана и потерями давления в гидроприводе:

$$p_{гц}^{\max} = p_{пк} - (\Delta p_{др} + \Delta p_{гм}), \quad (4)$$

где $p_{пк}$ – давление настройки предохранительного клапана гидропривода; $\Delta p_{др}$ – потери давления на дросселе в магистрали слива; $\Delta p_{гм}$ – потери давления в магистрали.

Динамический анализ ГП, связанного с рабочим орудием через МН, дает возможность определить закон движения нагруженного поршня ГЦ [1] и потери давления. Для этого на основе эквивалентной динамической схемы, методики определения потерь давления и применения уравнения Лагранжа 2-го рода к машинному агрегату, состоящему из гидропривода и МН, была сформирована математическая модель динамического анализа [1] в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{нр}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot Q - \frac{F_c \cdot E_{нр}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot \dot{S} \\ p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot \dot{S}^2) \\ m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot m'(S) \cdot \dot{S}^2 = p_2 \cdot F_c - [F(S) + F_{тр}^{нр}(S)], \end{cases} \quad (5)$$

где $E_{нр}$ – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости; V_0 – начальный объем рабочей жидкости в напорной магистрали; S, S_0 – текущее и начальное значения обобщенной координаты; a_1, a_2, a_3 – коэффициенты, пропорциональные различным видам потерь давления; $m(S), m'(S)$ – приведенная масса и её производная по обобщенной координате; Q – объемный расход рабочей жидкости.

Выражение в левой части третьего уравнения системы представляет собой приведенную силу инерции. Выражение для приведенной массы формируется на основе закона сохранения кинетической энергии и не учитывает влияние масс звеньев МН. В результате решения системы численным методом (например, Рунге-Кутта 4-го порядка) определяется закон движения поршня ГЦ – $S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$, а также изменение давления у ГН – p_1 и в полости ГЦ со стороны напорной магистрали – p_2 .

Механизм навески – основная составляющая ПНУ, определяющая характер взаимодействия трактора с навесным рабочим орудием (РО). Это рычажный механизм (рис. 2), шарнирно закрепленный на раме трактора. Тяги МН через присоединительный треугольник ($\Pi_{56}\Pi_{67}\Pi'_{56}$) связаны с навесным РО, принимаемым за выходное звено МН. Представленный тип агрегатирования трактора с РО характерен для большинства колесных тракторов и мобильных энегосредств как отечественного, так и зарубежного производства. Рама трактора, звенья МН и РО вместе образуют замкнутую кинематическую цепь.

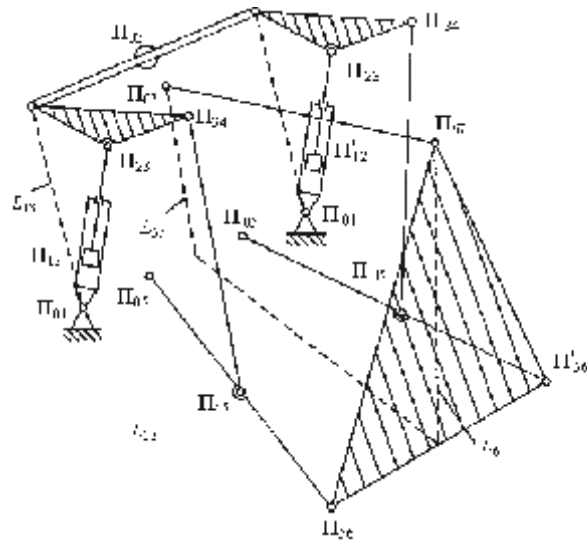


Рис. 2. Пространственная кинематическая схема механизма навески

Расчет выходных параметров МН проводится на базе его плоского аналога, полученного из 3d геометрической модели проецированием центров шарниров механизма – Π_{ij} на его продольную плоскость симметрии (рис. 3). В результате структурного анализа плоской кинематической цепи имеем одноподвижный восьмизвенный механизм [2], изменение обобщенной координаты которого (ΔS) однозначно связано с положением его выходного звена (L_6).

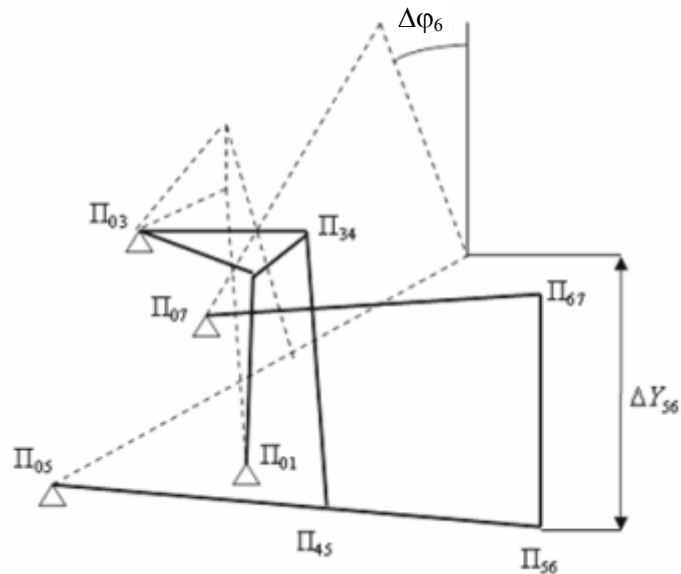


Рис. 3. Плоский аналог механизма навески колесного трактора «Беларус 1523» (на рисунке изображен перевод рабочего орудия в транспортное положение)

Геометрический анализ замкнутой кинематической цепи выполнен по методу замкнутых векторных контуров и подробно рассмотрен в [2], [3]. В результате геометрического анализа определяются координаты подвижных шарниров МН и характерных точек замкнутой кинематической цепи. В частности, координаты оси подвеса МН– Π_{56} определяются по выражениям:

$$X_{56}(S) = X_{05} + L_{56} \cdot \cos \varphi_5(S), \quad Y_{56}(S) = Y_{05} + L_{56} \cdot \sin \varphi_5(S), \quad (6)$$

где, X_{05} , Y_{05} – координаты неподвижного шарнира Π_{05} на раме трактора; φ_i – угол, образуемый соответствующим звеном, в правой декартовой системе координат.

Координаты характерной точки – центра тяжести рабочего орудия определяются в соответствии с выражениями:

$$X_{S6}(S) = X_{56}(S) + L_{S6} \cdot \cos[\varphi_6(S) + \varphi_{S6}], \quad (7)$$

$$Y_{S6}(S) = Y_{56}(S) + L_{S6} \cdot \sin[\varphi_6(S) + \varphi_{S6}], \quad (8)$$

где L_{S6} и φ_{S6} – характеристики вектора, проведенного от оси подвеса в центр тяжести рабочего орудия.

Аналитические выражения (6)–(7) представляют собой функции положения для данного МН и одновременно необходимы для формирования процедур кинематического и силового анализа.

Процедура кинематического анализа формируется в соответствии со структурой МН путем дифференцирования по независимой переменной (t) уравнений, описывающих замкнутые векторные контуры [4]. Определение аналогов угловых скоростей звеньев МН ведется в прямом порядке, начиная с подъемного рычага ($\Pi_{03}\Pi_{34}\Pi_{23}$). Так, дифференцируя по обобщенной координате выражение для угла $\varphi_3(S)$ [3], получим аналог угловой скорости подъемного рычага:

$$\varphi'_3(S) = \frac{d\varphi_3}{dS} = \frac{2 \cdot S}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_{13}^2 + L_3^2)]^2}}. \quad (9)$$

Передаточные отношения $U_{53}(S)$ и $U_{65}(S)$, связывающие между собой угловые скорости (или аналоги этих скоростей) звеньев L_{56} и L_3 , а также L_{56} и L_6 , определяются в результате последовательного кинематического анализа замкнутых контуров $\Pi_{03}\Pi_{34}\Pi_{45}\Pi_{05}$ и $\Pi_{07}\Pi_{67}\Pi_{56}\Pi_{05}$ (рис. 3):

$$U_{53}(S) = \frac{d\varphi_5(S)}{d\varphi_3(S)} = \frac{L_{34} \cdot \sin[\varphi_{34}(S) - \varphi_4(S)]}{L_5 \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_4(S)]}, \quad (10)$$

$$U_{65}(S) = \frac{d\varphi_6(S)}{d\varphi_5(S)} = \frac{L_{56} \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_7(S)]}{L_6 \cdot \sin[\varphi_7(S) - \varphi_6(S)]}. \quad (11)$$

Кроме того, для данной структурной схемы МН справедливы следующие соотношения:

$$\varphi'_5(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{53}(S), \quad U_{63}(S) = U_{53}(S) \cdot U_{65}(S), \quad \varphi'_6(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{63}(S), \quad (12)$$

где, $\varphi'_5(S)$ и $\varphi'_6(S)$ – аналоги угловых скоростей звеньев L_{56} и L_6 ; $U_{63}(S)$ – передаточное отношение, связывающее угловые скорости подъемного рычага и РО.

Передаточное число МН представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести РО [3], зависящий только от внутренних параметров МН:

$$I(S) = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot [L_{56} \cdot \cos\varphi_5 + U_{65} \cdot L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6})]. \quad (13)$$

В соответствии с установившейся практикой проектирования установлены два выходных кинематических параметра МН – передаточные числа на оси подвеса – I_m и передаточное число на расстоянии 610 мм от оси подвеса – I_{610} . Передаточное число

МН на оси подвеса определяется в предположении, что центр тяжести РО расположен на оси подвеса МН и оно определяется первым слагаемым в выражении (13).

Расчет передаточных чисел МН трактора «Беларус 1523» был выполнен в соответствии с полученными аналитическими выражениями и практически совпал с результатами, полученными графо-аналитическим способом. Диаграммы изменения передаточных чисел МН представлены на рис. 4.

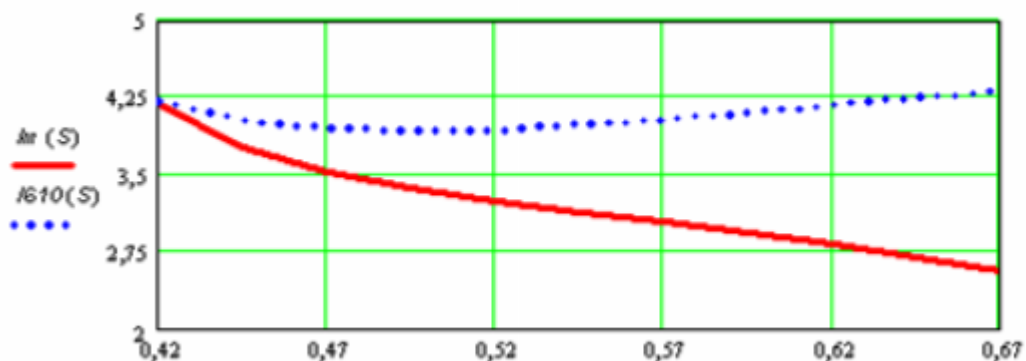


Рис. 4. Зависимости передаточных чисел МН на оси подвеса (сплошная линия) и на расстоянии 610 мм от неё (пунктирная линия) от обобщенной координаты

Формализация описания силового анализа МН состоит в определении сил, действующих в шарнирах звеньев, и выполняется по группам Ассур в порядке обратном кинематическому анализу, по известной методике [4]. При этом не учитывается вес звеньев МН и возникающие в процессе движения звеньев силы инерции. Результаты силового анализа МН представлены в табл. 2, они используются для прочностного анализа звеньев.

Расчет приведенной к штоку гидроцилиндра силы трения выполняется, исходя из того, что она равна отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МН на скорость поршня ГЦ — \dot{S} плюс трение манжеты поршня о гильзу ГЦ ($F_{\text{трц}}$):

$$F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S) = F_{\text{трц}} + r \cdot f_{\text{тр}} \cdot \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S) \cdot \varphi'_i(S) + \sum R_{ij}(S) \cdot [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (14)$$

где r — радиус шарниров тяг; $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения; $R_{0i}(S), R_{ij}(S)$ — силы, действующие соответственно в неподвижных и подвижных шарнирах МН; $\varphi'_i, \varphi'_{i+1}$ — аналоги угловых скоростей звеньев МН.

Для упрощения выражения (14) полагаем радиусы шарниров и коэффициенты трения одинаковыми для всех пар.

Силу трения манжеты поршня о внутреннюю поверхность гильзы ГЦ определяем по выражению, полученному из [5]:

$$F_{\text{трц}} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_c \cdot p_M, \quad (15)$$

где D — диаметр поршня ГЦ; l — ширина манжеты; f_c — коэффициент трения манжеты о гильзу ГЦ; p_M — среднее давление в напорной полости ГЦ.

Анализ выражения (14) и (15) показывает, что потери на трение в шарнирах не зависят от скорости поршня ГЦ и определяются внутренними параметрами МН и ГЦ.

Понятие грузоподъемности ПНУ колесного трактора приводится в [6] и определяется массой поднимаемого груза при максимально развиваемой величине усилия ($F_{\text{шт}}^{\text{max}}$) на штоке гидроцилиндра (гидроцилиндров) МН:

$$m = \frac{F_{шт}^{\max} \cdot \eta_{мн}}{I(S) \cdot g}, \quad (16)$$

где g – ускорение свободного падения; $\eta_{мн}$ – КПД механизма навески.

Следует отметить, что в данном выражении потери на трение определяются по результатам испытаний и в процессе изменения обобщенной координаты принимаются постоянными; влияние приведенной силы инерции не учитывается; передаточное число МН определяется из плана скоростей как отношение скорости центра тяжести РО к скорости поршня ГЦ. В результате расчет грузоподъемности ПНУ трактора на этапах его проектирования или модернизации сравнительно трудоемок и приближителен.

В то же время расширение шлейфа, агрегируемых с трактором рабочих машин и орудий, сопровождающееся ростом их массово-геометрических характеристик, конфликтует с ограниченной мощностью гидропривода ПНУ. Поэтому для модернизации ПНУ в режиме автоматизированного проектирования необходимо более точное описание его грузоподъемности. С этой целью предлагается уточнить выражение (16).

Подставим выражения (1)–(5) в (16) и выполним преобразования. В итоге аналитическое выражение для грузоподъемности ПНУ приобретает вид:

$$G_s = \frac{P_{шт}^{\max} \cdot F_c - [F_{тр}^{np}(S^*) + F_{ин}^{np}(S^*)]}{I(S^*)}, \quad (17)$$

где S^* – значение обобщенной координаты, соответствующее максимальному значению передаточного числа МН.

В данном выражении грузоподъемность представляет собой вес РО, переводимого из рабочего в транспортное положение, измеряемый в ньютонах.

Как следует из выражения (17), грузоподъемность ПНУ – это интегральный показатель, зависящий одновременно от параметров гидропривода, механизма навески и массово-геометрических характеристик РО. Следует также отметить, что передаточное число МН трактора изменяется по мере подъема РО, а его максимальное значение ограничивает вес РО, который можно перевести при помощи ПНУ в транспортное положение.

Результаты расчета выходных параметров ПНУ на сформированной функциональной математической модели

На основе уточненного выражения для определения грузоподъемности (17) была определена грузоподъемность ПНУ трактора «Беларус 1523» на оси подвеса и на расстоянии 610 мм от неё. Расчет показал, что грузоподъемность ПНУ на оси подвеса составила 40,88 кН, а на расстоянии 610 мм от оси подвеса – 39,74 кН. Несложный расчет с использованием полученного выражения для грузоподъемности позволяет сделать вывод о возможности агрегирования трактора «Беларус 1523» с навесным кормоуборочным комбайном «Полесье-3000».

Результаты расчета выходных параметров ПНУ трактора «Беларус 1523», агрегируемого с навесным кормоуборочным комбайном «Полесье-3000», выполненного на сформированной функциональной математической модели (ФММ), представлены в табл. 1 и 2:

Таблица 1

Геометрические и кинематические выходные параметры механизма навески

Геометрические параметры	Кинематические параметры
--------------------------	--------------------------

S	$Y_{56}(S)$	$X_{56}(S)$	$Y_{86}(S)$	$\varphi_6(S)$	$\varphi_3'(S)$	$U_{53}(S)$	$\varphi_6'(S)$	$I_M(S)$	$I_{610}(S)$
[м]	[м]	[м]	[м]	[град]	[1/м]	[–] **	[1/м]	[–]	[–]
0,420	0,199	– *	– *	88,71	6,719	0,686	0,033	4,178	4,198
0,445	0,301	1,681	0,315	90,02	5,808	0,692	0,401	3,763	4,007
0,470	0,393	1,702	0,403	90,17	5,359	0,689	0,662	3,529	3,932
0,495	0,472	1,711	0,493	90,93	5,125	0,682	0,892	3,370	3,914
0,520	0,562	1,712	0,584	92,31	5,019	0,670	1,121	3,247	3,930
0,545	0,641	1,701	0,682	94,09	5,003	0,654	1,362	3,141	3,969
0,570	0,724	1,692	0,779	96,21	5,064	0,633	1,626	3,039	4,025
0,595	0,791	1,671	0,881	98,83	5,201	0,607	1,919	3,036	4,093
0,620	0,863	1,643	0,989	101,82	5,420	0,574	2,247	2,826	4,167
0,645	0,932	1,598	1,091	105,19	5,749	0,535	2,610	2,705	4,240
0,670	1,002	1,561	1,203	109,31	6,238	0,486	3,003	2,571	4,298

Примечание. * Подсоединение навесного кормоуборочного комбайна «Полесье-3000» выполняется, когда высота оси подвеса (Y_{56}) составляет 0,3 м; ** безразмерная величина.

Таблица 2

Силовые параметры подъемно-навесного устройства

S	$G_M(S)$	$G_{610}(S)$	$R_{03}(S)$	$R_{05}(S)$	$R_{07}(S)$	$F_{np}(S)$	$p_2(S)$
[м]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[кН]	[МПа]
0,420	40,80	40,69	58,40	80,50	63,63	114,61	12,51
0,445	45,39	42,63	58,45	78,34	60,97	114,02	12,45
0,470	48,41	43,43	49,54	76,58	59,01	115,0	12,55
0,495	50,68	43,63	48,14	75,05	59,23	117,11	12,78
0,520	52,60	43,46	47,59	73,62	59,23	119,80	13,08
0,545	54,38	43,03	47,53	72,22	59,53	123,22	13,45
0,570	56,19	42,43	47,74	70,76	59,99	126,98	13,86
0,595	58,17	41,73	48,05	69,28	60,45	131,03	14,3
0,620	60,43	40,98	48,33	67,47	60,75	135,12	14,75
0,645	63,14	40,28	48,44	65,57	60,65	138,79	15,15
0,670	66,46	39,74	48,28	63,54	59,89	141,39	15,43

Заключение

Необходимо отметить, что приведенная методика определения грузоподъемности позволяет оценить возможность агрегатирования в энергетическом аспекте любого навесного рабочего орудия или машины с любой другой моделью трактора, имеющего идентичное по структуре ПНУ.

Разработанная ФММ может быть использована в качестве базового модуля при параметрической оптимизации как данного, так и идентичных по структуре ПНУ на ранних стадиях их проектирования.

Литература

1. Попов, В. Б. Математическое моделирование гидропривода подъемно-навесного устройства мобильного агрегата / В. Б. Попов, В. А. Довгяло // Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса : тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 2003 / Бел. гос. ун-т транспорта ; под общ. ред. В. И. Сенько. – Гомель : Бел. гос. ун-т транспорта, 2003. – Ч. 2. – С. 103–106.
2. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2000. – № 2. – С. 25–29.
3. Попов, В. Б. Анализ навесных устройств универсального энергосредства «Полесье-250» / В. Б. Попов // Тракторы и с.-х. машины. – 1990. – № 12. – С. 11–14.

4. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – Москва : Машиностроение, 1988. – 640 с.
5. Озол, О. Г. Теория механизмов и машин / О. Г. Озол ; пер. с латыш. под ред. С. Н. Кожевникова. – Москва : Наука, 1984. – 432 с.
6. Гуськов, В. В. Тракторы / В. В. Гуськов. – Минск : Выш. шк., 1981. – Ч. 3 : Конструирование и расчет. – 383 с.

Получено 04.10.2006 г.