

ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

УДК 631.3.06.001.66

**В.С. Красовских,
Н.Н. Бережнов,
О.В. Крылов,
В.В. Лакшинский**

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОСЕВНОГО КОМПЛЕКСА ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ КОМПОНОВОЧНЫХ РЕШЕНИЙ АГРЕГАТА

Ключевые слова: трактор, посевной комплекс, бункер, сцепной вес, ходовая система, тяговое сопротивление, производительность, компоновочная схема, буксование, плодородие.

Введение

На сегодняшний день отечественными и зарубежными производителями с.-х. техники выпускается широкий ассортимент посевных почвообрабатывающих комплексов, предназначенных для реализации технологий почвозащитного и ресурсосберегающего земледелия.

В этих условиях актуальной задачей внедрения систем сберегающего земледелия становится разработка комплексов научно обоснованных рекомендаций по рациональному агрегатированию имеющихся в хозяйствах тракторов с современными энергоёмкими машинами и орудиями. Отсутствие подобных рекомендаций может привести к полному взаимному несоответствию технических характеристик трактора и рабочей машины и стать причиной повышения непроизводительных энергозатрат при эксплуатации агрегата, росту себестоимости продукции, а также деградации почвы и снижению её эффективного плодородия.

Применение широкозахватных комбинированных почвообрабатывающих посевных комплексов обуславливает рост эксплуатационной массы трактора и повышение единичной мощности его двигателя. Так, ОАО «Кировский завод» планирует расширение линейки сельскохозяйственных тракторов

серии К-9000 с мощностью двигателя от 354 до 516 л.с. В настоящее время в сельскохозяйственном производстве нашли широкое применение тракторы К-744Р2 с номинальной эксплуатационной мощностью 350 л.с. (257 кВт), что на 70 л.с. превышает мощность двигателя, устанавливаемого на трактор К-701.

Исследования показали, что возросшую мощность энергосредства наиболее целесообразно реализовать за счет увеличения ширины захвата агрегата, а это неизбежно ставит вопросы о его рациональном комплектовании, энергоёмкости технологического процесса и уровне техногенного воздействия на почву [1-3].

Одним из способов улучшения выходных эксплуатационных показателей посевных комплексов является обоснование рационального компоновочного решения агрегата, определяющего расположение масс основных элементов с.-х. машины, агрегируемой с трактором, с учетом его собственного распределения веса в условиях эксплуатации и особенностей компоновки [5].

В условиях эксплуатации машинно-тракторный агрегат подвергается воздействию множества внешних и внутренних факторов, многие из которых имеют случайный характер. Поэтому для описания процесса функционирования и определения выходных показателей агрегата целесообразно использовать методы математического моделирования, основанные на применении теории вероятностей [1-5].

Разработанная вероятностная математическая модель, описывающая процесс функционирования тягового агрегата как системы «почва-с.-х. машина-двигатель-трансмиссия-двигатель» (далее – «П-М-Дж-Т-Дв»), позволяет оценивать агротехнические, энергетические и технико-экономические показатели комбинированных почвообрабатывающих посевных агрегатов при неустановившемся характере внешних воздействий [1-4].

Для обеспечения высокой степени достоверности аналитического моделирования работы агрегата необходимо обосновать его состав и эксплуатационные режимы работы не только на отдельном поле, но и на совокупности полей административно-хозяйственного подразделения или конкретной природно-климатической зоны.

По результатам многочисленных исследований установлено, что к основным оценочным критериями, характеризующим изменение внешних воздействий на систему «П-М-Дж-Т-Дв», относятся математическое ожидание приведенного удельного тягового сопротивления агрегата $K_{пр}$, коэффициент вариации $v_{пр}$ и коэффициент пропорциональности $\varepsilon_{пр}$ на отдельном поле; математическое ожидание приведенных средних удельных сопротивлений $M(K_{пр})$, приведенный коэффициент вариации приведенных средних удельных тяговых сопротивлений агрегата $v_{ГП}$ (далее – коэффициент вариации по группе полей), приведенный коэффициент пропорциональности $M(\varepsilon_{пр})$ по группе полей, а также математическое ожидание приведенных коэффициентов вариации удельного тягового сопротивления по отдельным полям $M(v_{пр})$ [1-3].

Рациональная ширина захвата агрегата B должна быть подобрана так, чтобы во всем диапазоне изменения математических ожиданий удельных сопротивлений по группе полей конкретной зоны от $\bar{K}_{пр min}$ до $\bar{K}_{пр max}$ максимальная средняя нагрузка на крюке энергосредства $\bar{P}_{кр max}$ не превышала установленный предел по допустимой величине буксования движителей трактора $\delta_{max} \leq \delta_d$, а средняя скорость движения агрегата \bar{V} находилась в диапазоне от \bar{V}_{min} до \bar{V}_{max} согласно агротехническим требованиям.

Объекты и методы

Суммарное тяговое сопротивление посевного комплекса складывается из тягового сопротивления комбинированного почвообрабатывающего посевного орудия и силы сопротивления перекачиванию бункера с

технологическим материалом (семена, удобрения и другие компоненты). Исходя из этого, максимально допустимую ширину захвата агрегата следует определять по формуле, м:

$$B = \frac{(\bar{P}_{кр max} - P_{f\delta})}{[\bar{K}_{пр max}(1 + M(\varepsilon_{пр}))(V_{min}^2 - V_{пр}^2)]}, \quad (1)$$

где $\bar{P}_{кр max}$ – максимально допустимая нагрузка на крюке по буксованию движителей трактора, кН;

$P_{f\delta}$ – сила сопротивления перекачиванию бункера с технологическим материалом, кН

$$P_{f\delta} = f_{\delta} \cdot G_{\delta}, \quad (2)$$

где f_{δ} – коэффициент сопротивления перекачиванию бункера;

G_{δ} – вес бункера, кН;

$\bar{K}_{пр max}$ – среднее приведенное максимальное удельное сопротивление на отдельном поле, которое с определенной вероятностью может встретиться на группе полей, кН/м;

\bar{V}_{min} – скорость движения агрегата, соответствующая $\bar{P}_{кр max}$, м/с:

$$\bar{V}_{min} = \frac{N_{eH} \cdot \lambda_{Ne} \cdot \eta_{тяг}}{P_{кр max}}, \quad (3)$$

где N_{eH}, λ_{Ne} – соответственно, номинальная эксплуатационная мощность двигателя (кВт) и коэффициент ее использования при неустановившейся нагрузке на крюке трактора [1, 4];

$\eta_{тяг}$ – тяговый КПД трактора;

$$\eta_{тяг} = \eta_{тр} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_f, \quad (4)$$

где $\eta_{тр}, \eta_{\delta}, \eta_f$ – соответственно, КПД трансмиссии, буксования и перекачивания трактора;

$$\eta = 1 - \delta_d, \quad (5)$$

где δ_d – максимально допустимая величина буксования движителей;

$$\eta_f = \frac{P_{кр max}}{P_{кр max} + f \cdot G}, \quad (6)$$

где f – коэффициент сопротивления перекачивания трактора;

G – вес трактора, кН;

Максимально допустимую нагрузку на крюке трактора при заданной максимальной величине буксования движителей δ_d можно определить по формуле, кН:

$$P_{кр max} = \varphi_{кр} \cdot G_{сц}, \quad (7)$$

где $\varphi_{кр}$ – допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора $G_{сц}$:

$$\varphi_{кр} = \varphi_M - A_{exp}(-B \cdot \delta_d), \quad (8)$$

где φ_M, A, B – коэффициенты, аппроксимирующие зависимость [6];

$$\delta = f(P_{кр}; G_{сц} = G + \Delta G_{\delta}), \quad (9)$$

где ΔG_{δ} – часть веса бункера, перенесенная на шасси трактора, кН.

В зависимости от способа агрегатирования трактора с посевным комплексом, величина догрузки ведущих колес будет изменяться от $\Delta G_{\delta} = 0$ до $\Delta G_{\delta} = G_{\delta}$:

$$\bar{K}_{пр.мах} = M(\bar{K}_{пр}) \cdot (1 + t_{\gamma} v_{гп}), \quad (10)$$

где t_{γ} – отклонения от $M(\bar{K}_{пр})$ с заданной вероятностью γ и определенной долей признака, выраженные в среднеквадратических отклонениях $\sigma = v_{гп} M(\bar{K}_{пр})$.

Математическое ожидание скорости движения агрегата по группе полей $M(\bar{V})$ можно определить по выражению, м/с:

$$M(\bar{V}) = \frac{M(\bar{N}_{кр})}{M(\bar{P}_{кр})}, \quad (11)$$

где $M(\bar{N}_{кр}), M(\bar{P}_{кр})$ – соответственно, математические ожидания тяговой мощности (кВт) и нагрузки на крюке (кН) по группе полей;

$$M(\bar{N}_{кр}) = N_{ен} \cdot M(\bar{\lambda}_{Ne}) \cdot M(\bar{\eta}_{тяг}), \quad (12)$$

где $N_{ен}$ – номинальная мощность двигателя трактора, кВт;

$M(\bar{\lambda}_{Ne})$ – математическое ожидание коэффициента использования номинальной мощности для группы полей;

$M(\bar{\eta}_{тяг})$ – математическое ожидание тягового КПД по группе полей, соответствующее $M(\bar{P}_{кр})$.

$$M(\bar{P}_{кр}) = B \cdot M(\bar{K}_{пр}) [1 + M(\bar{\varepsilon}) ((M(\bar{V}))^2 - V_{нр})]. \quad (13)$$

С достаточной степенью точности значение $M(\bar{\eta}_{тяг})$ можно определить по выражениям (4), (5) и (6), подставив вместо $P_{кр}$ значение $M(\bar{P}_{кр})$.

С целью снижения техногенного влияния движителей агрегата на свойства почвы, ее структуру и уровень энергозатрат, предлагается оснастить ходовую систему орудия широкопрофильными шинами низкого давления оригинальной конструкции, разработанными на кафедре «Тракторы и автомобили» АГАУ [7, 8].

Результаты и их обсуждение

Проведем сравнительную оценку основных агротехнических, энергетических и технико-экономических показателей комбинированного посевного агрегата в составе трактора К-744Р2 и посевного комплекса ПК «Кузбасс» в зависимости от следующих принятых вариантов компоновочной схемы:

1. Трактор (колесная формула 4К4), почвообрабатывающее посевное орудие (далее – орудие), прицепной бункер (перемещающийся по обработанной поверхности поля) ($f = 0,09$; $f_{\delta} = 0,16$; $G_{сц} = 157$ кН) (**базовый вариант**).

2. Трактор со спаренными колесами (колесная формула 8К8), орудие, прицепной бункер ($G_{сц} = 167$ кН). В этом случае $G_{сц}$ увеличивается на ≈ 10 кН за счет 4 дополнительных колес трактора.

3. Трактор (8К8), прицепной бункер (перемещающийся по необработанной поверхности поля), орудие ($G_{сц} = 167$ кН; $f_{\delta} = 0,09$).

4. Трактор (8К8), полунавесной бункер, орудие ($G_{сц} = 180$ кН). Сцепной вес трактора увеличен за счет переноса на его шасси части веса бункера $\Delta G_{\delta} = 13$ кН.

5. Трактор (8К8), полунавесное орудие, на раму которого установлен бункер, а задняя часть рамы опирается на движитель (прикатывающую систему), оборудованный широкопрофильными шинами низкого давления ($p_{\omega} = 2-4$ кПа) ($f_{\delta} = 0,075$). Величина переноса веса орудия на шасси трактора такая же, что и в варианте № 4 [7, 8] (рис. 1).

6. Трактор (8К8), бункер, установленный на шасси трактора, орудие ($G_{сц} = 228$ кН; $P_{f_{\delta}} = 0$ кН).

7. То же, что и вариант № 5, но с шириной захвата орудия, равной ширине захвата серийного образца посевного комплекса ПК-12,2 «Кузбасс», производства ООО «Агро» (г. Кемерово), $B = 12,2$ м [5].

8. Трактор (8К8), полунавесной бункер, орудие. Часть веса бункера, перенесенная на шасси трактора, составляет $\Delta G_{\delta} = 50$ кН, а ширина захвата агрегата соответствует тяговой нагрузке, максимальной по буксованию трактора ($\delta_d = 0,12$). Сцепной вес трактора $G_{сц} = 217$ кН, при коэффициенте его использования $\varphi_{кр} = 0,33$.

Чистая производительность посевного агрегата для группы полей $M(\bar{W})$ (среднее её значение) определялась по выражению, $м^2/с$:

$$M(\bar{W}) = B \cdot M(\bar{V}), \quad (14)$$

где B – ширина захвата агрегата, м.

Удельные затраты энергии \mathcal{E} оценивались по элементам на основании мощностного баланса агрегата, $кДж/м^2$:

$$\mathcal{E} = \frac{M(\bar{N}_i)}{M(\bar{W})}, \quad (15)$$

где $M(\bar{N}_i)$ – затраты мощности по i -м затратам, кВт;

$M(\bar{W})$ – производительность за единицу времени, $\text{м}^2/\text{с}$.

На основании данных таблицы 1 ниже приведен рисунок 2, построенный по вариантам компоновок № 3*, 4* и 6*.

W_i/W_1 – отношение (кратность) чистой часовой производительности агрегата, скомпонованного по i -му варианту к базовому варианту компоновки.

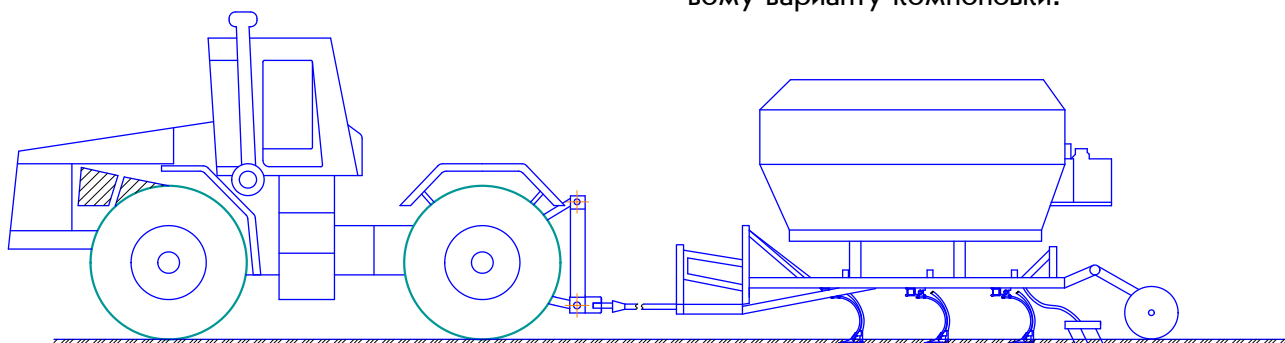


Рис. 1. Компоновочная схема посевного агрегата по варианту № 5

Таблица 1

Основные показатели посевного агрегата в составе трактора К-744Р2 и ПК «Кузбасс» в зависимости от его компоновки, сцепного веса и рациональной ширины захвата

№ варианта	B , м	$G_{\text{сцп}}$, кН	$P_{\text{фб}}$, кН	$M(P_M)$, кН	$(\bar{P}_{\text{кр}})$, кН	$\varphi_{\text{кр}}$	δ	$M(\bar{V})$, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ $(\frac{\text{км}}{\text{ч}})$	$M(\bar{W})$, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ $(\frac{\text{га}}{\text{ч}})$	\mathcal{E} , $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^2}$	$\frac{W_i}{W_1}$
1	10,2	157	11,2	38	49,2	0,313	0,10	2,73 (9,8)	27,8 (10)	8,1	1
2	11,4	167	11,2	41,2	52,6	0,315	0,10	2,6 (9,3)	29,6 (10,7)	7,6	1,06
3*	13,8	167	6,3	50,2	56,5	0,314	0,10	2,5 (9,0)	34,5 (12,4)	6,5	1,20
4*	15,3	180	5,1 3	53,5	58,6	0,326	0,11	2,33 (8,4)	35,6 (12,8)	6,3	1,28
5	15,3	180	3,5	46,5	50	0,28	0,08	2,8 (9,7)	42,3 (14,9)	5,3	1,54
6*	20,7	228	–	69	69	0,30	0,10	2 (7,2)	41,8 (15)	5,4	1,48
7	12,2	180	3,5	41,1	44,6	0,25	0,07	3,1 (11,1)	38,2 (14,1)	5,9	1,37
8	19,5	217	4,5	67,5	72	0,33	0,11	2,05 (7,2)	39,2 (14,1)	5,7	1,41

Выводы

Анализ полученных результатов показал, что на эффективность использования энергонасыщенного трактора и посевного агрегата в целом существенное влияние оказывают компоновка агрегата, а также нагрузочные и скоростные режимы его работы:

1. Во всех рассмотренных вариантах компоновки посевного агрегата, максимальная чистая производительность агрегата и наименьшие энергозатраты на единицу обработанной площади достигаются при предельно допустимой загрузке трактора по тяге $\bar{P}_{\text{кр max}}$, которая ограничивается допустимой величиной буксования движителей ($\delta_{\text{д}} = 12\%$) и минимальной скоростью движения ($V_{\text{min}} = 1,4 \text{ м/с}$) в соответствии с агротехническими требованиями.

2. Для всех вариантов компоновочных схем спаривание ведущих колес трактора является целесообразным с точки зрения повышения его тягово-сцепных свойств, увеличения максимальной ширины захвата и, как следствие, снижения удельных энергозатрат на самоперемещение трактора (до 36%), бункера (до 79%) и буксование трактора (до 45,3%) в сравнении с базовым вариантом.

3. Наиболее рациональными являются варианты компоновочных схем агрегата, предусматривающих перемещение бункера по необработанному фону с переносом его веса (частично или полностью) на шасси трактора. В рассматриваемых вариантах, в зависимости от величины догрузки ходовой части трактора, приращение его сцепного

веса находится в пределах $\Delta G_{\text{сц}}=10-71$ кН. Улучшение тягово-сцепных показателей трактора обеспечивает соответствующее увеличение ширины захвата агрегата до 11,4 и 20,7 м (на 10,5 и 50,7%), что позволяет, в сравнении с базовым вариантом, повысить чистую часовую производительность на 6 и 48% соответственно.

4. Увеличение ширины захвата агрегата по сравнению с базовым вариантом более чем в 2 раза при варианте компоновки № 6 позволяет сократить относительную площадь следов его ходовых систем (трактора и бункера) на 15%. Это обеспечивает снижение непроизводительных удельных затрат

энергии на вертикальную деформацию почвы ходовыми системами трактора, бункера и орудия, соответственно, в 1,6; 3 и 1,26 раза, а на буксование движителей трактора – в 1,8 раза.

5. Минимальные показатели по удельным энергозатратам соответствуют 5-му варианту компоновки агрегата (ниже на 34% по сравнению с базовым вариантом): часть веса бункера ($\Delta G_6 \approx 13$ кН), установленного на раму орудия, используется для догрузки ведущих колёс трактора, а ходовая (прикапывающая) система орудия оборудована широкопрофильными шинами низкого давления.

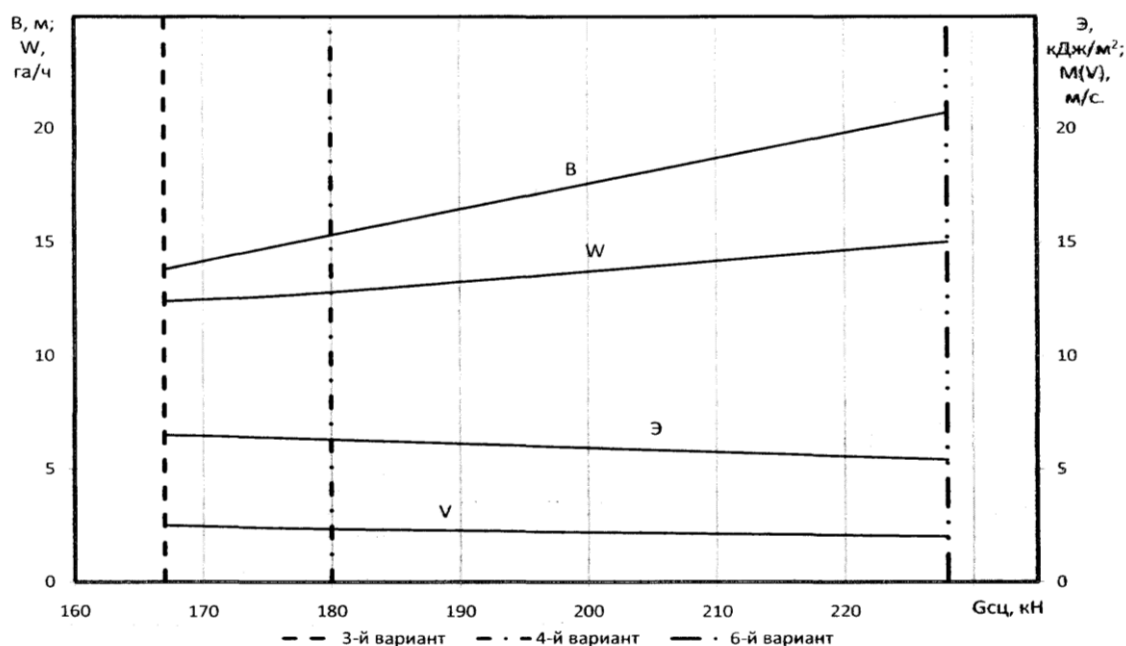


Рис. 2. Влияние сцепного веса $G_{\text{сц}}$ на показатели агрегата при рациональной загрузке: B – рабочая ширина захвата агрегата ($B = B_{\text{доп}} = B_{\text{max}}$), м; W – часовая производительность, га/ч; \mathcal{E} – удельные затраты энергии, кДж/м²; V – скорость движения, м/с

Таблица 2

Затраты мощности на перекачивание трактора N_f , буксование движителей N_6 , перекачивание бункера N_{f6} , на сопротивление машины N_m и в соответствии с ними удельные затраты энергии на единицу обработанной площади \mathcal{E}

№ варианта	На перекачивание				На буксование трактора		На тяговое сопротивление машины		На тяговое сопротивление агрегата
	трактора		бункера		N_6 , кВт	\mathcal{E}_6 , кДж/м ²	N_m , кВт	\mathcal{E}_m , кДж/м ²	\mathcal{E} , кДж/м ²
	N_f , кВт	\mathcal{E}_f , кДж/м ²	N_{f6} , кВт	\mathcal{E}_{f6} , кДж/м ²					
1	38,6	1,39	30,6	1,10	17,8	0,64	104	3,73	8,1
2	39,0	1,32	29	0,98	17,8	0,60	107	3,62	7,6
3	37,5	1,09	15,8	0,46	17,8	0,52	125	3,60	6,5
4	37,7	1,06	12,3	0,35	19,6	0,55	125	3,50	6,3
5	45,3	1,06	9,9	0,23	14,3	0,35	130	3,00	5,3
6	41,0	0,89	–	–	17,8	0,43	138	3,30	5,4
7	50	1,30	10,9	0,28	14,2	0,37	126	3,30	5,9
8	40	1,02	9,2	0,23	22,3	0,57	135	3,43	5,7

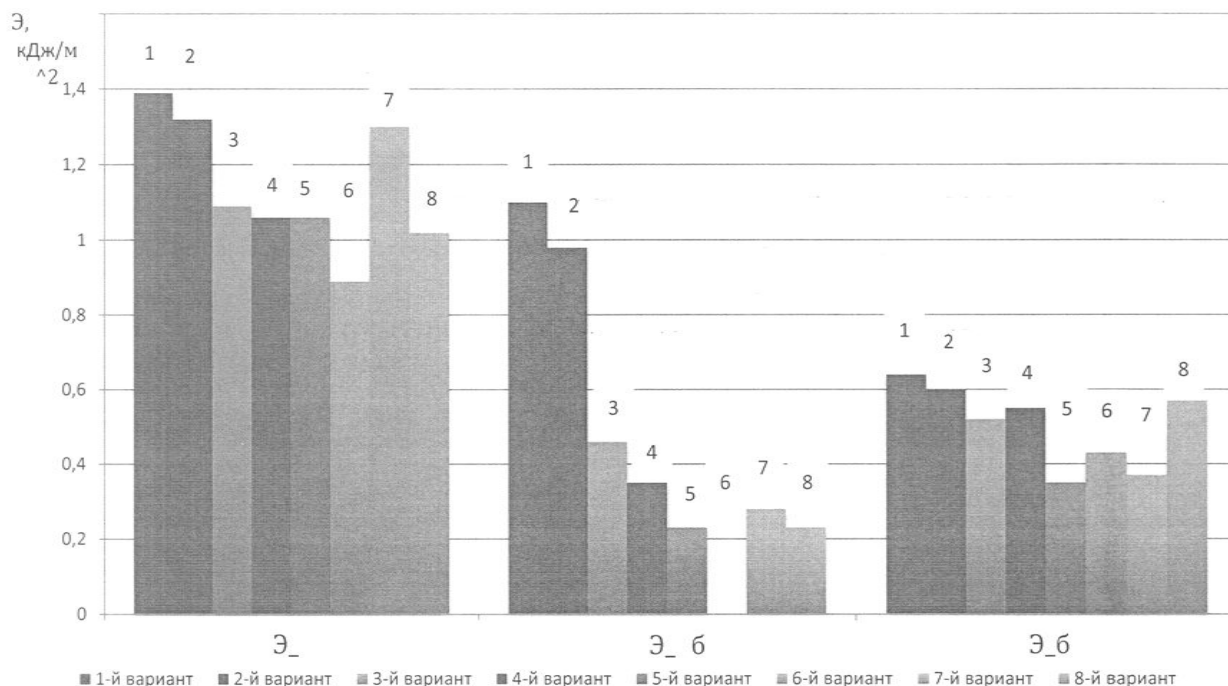


Рис. 3. Удельные непроизводительные затраты энергии на перекачивание трактора \mathcal{E}_f , бункера \mathcal{E}_{fb} и буксование движителей трактора \mathcal{E}_b : 1-8 – варианты компоновочных схем агрегата

Библиографический список

1. Красовских В.С. Повышение эффективности функционирования тяговых агрегатов за счёт оптимизации параметров и эксплуатационных режимов работы в степных и лесостепных районах Западной Сибири: автореф. дис. ... докт. техн. наук. – СПб., 1991. – 37 с.

2. Бережнов Н.Н. Обоснование рациональной компоновки и режимов работы энергонасыщенных почвообрабатывающих посевных комплексов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. – Барнаул, 2007. – 22 с.

3. Красовских В.С., Бережнов Н.Н. Результаты исследования почвообрабатывающего посевного тягово-транспортного агрегата // Вестник АГАУ. – 2007. – № 4 (30). – С. 57-62.

4. Красовских В.С. Обоснование рационального почвообрабатывающего агрегата // Обоснование рациональных параметров сельскохозяйственных тракторов и режимов работы машинно-тракторных агрегатов в

условиях Западной Сибири: сб. науч. тр. / Алт. с.-х. ин-т. – Новосибирск, 1982. – С. 3-22.

5. Красовских В.С., Бережнов Н.Н., Рыкова Ю.В. Повышение эффективности использования комбинированных посевных агрегатов за счёт оптимизации их компоновочных решений // Вестник АГАУ. – 2013. – № 3(101). – С. 99-102.

6. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. – М.: Машиностроение, 1972. – 153 с.

7. Красовских В.С., Соколов В.В., Павлюченко Г.В., Павленко В.В. Широкопрофильные шины низкого и сверхнизкого давления // Вестник АГАУ. – 2013. – № 2 (100). – С. 113-116.

8. Колёсный движитель транспортного средства (варианты). Пат. 2378129 Россия, С1 МПК В60С 3/04, В60С 5/20 / Красовских Е.В., Красовских В.С.; Красовских Е.В. – № 2008143030/11: заявл. 29.10.2008; опублик. 10.01.2010, Бюл. № 1. – 11 с.

