

УДК 622.232.72

## УСТАНОВЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПРОДОЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ТЯГОВОГО ОРГАНА НА БАЗЕ РЕЙКИ ЭЙКОТРЭК

Горбатов П.А., докт. техн. наук, проф., Лысенко Н.М., канд. техн. наук, доцент, Донецкий национальный технический университет, Воробьев Е.А., инженер, холдинг АТГ, Воскресенский В.С., инженер, ГП «Донгипроуглемаш»

*Установлены численные значения коэффициентов продольной жесткости тягового органа современных очистных комбайнов, конструктивно выполненного на базе рейки ЭЙКОТРЭК.*

*The authors have defined the numerical values of longitudinal rigidity coefficients for the hauling tool of the modern cleaning combines constructed on the basis of the EYKOTREK lath.*

### ***Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.***

Установление достоверных значений упругих характеристик жесткого тягового органа, являющего одним из основных элементов подсистем перемещения практически всех современных очистных комбайнов, является необходимым и важным этапом при решении актуальной научно-технической проблемы, заключающейся в структурно-параметрической оптимизации данных машин методом имитационного моделирования на стадии их проектирования [1, 3].

***Анализ исследований и публикаций.*** В работах [2, 3], посвященных исследованию упругих свойств жесткого тягового органа, выполненного на основе речного става типа ЗБСП, указанный речной став с учетом принятых допущений рассматривается как обособленная детерминированная система, не взаимодействующая в плане передачи тягового усилия с рештачным ставом забойного конвейера. Такой подход не может быть использован при исследовании упругих свойств перспективного жесткого тягового органа, выполненного на основе рейки ЭЙКОТРЭК, поскольку вследствие определенных конструктивных решений его звенья при передаче тягового усилия всегда будут замыкаться на рештачный став конвейера.

Исходя из отмеченной особенности, в работе [4] выполнен детальный анализ взаимодействий звеньев жесткого тягового органа на базе рейки ЭЙКОТРЭК под воздействием тягового усилия, форми-

руючогося як опережаючим, так и отстающим механизмами подачи современного очистного комбайна КДК500. На основании данного анализа выявлены реально работающие участки жесткого тягового органа, что позволяет перейти к решению задачи по установлению численных значений их коэффициентов продольной жесткости.

**Постановка задачи.** Цель настоящей работы состоит в установлении достаточно корректных значений коэффициентов продольной жесткости перспективного тягового органа, выполненного на базе рейки ЭЙКОТРЭК.

**Изложение основного материала.** Вследствие вышеотмеченной специфики жесткого тягового органа, выполненного на основе рейки ЭЙКОТРЭК, в состав реально нагруженных его участков, кроме цевочных реек и опорных рештаков (рештаков, в зоне которых будут располагаться опережающие забойная и завальная и отстающие забойная и завальная опоры комбайна), могут также входить и сопрягаемые с ними линейны рештаки с соответствующим навесным оборудованием.

При равномерном распределении суммарного тягового усилия  $Q_T$  между опережающим и отстающим механизмами подачи при установившихся периодах их функционирования (перемещение цевочного колеса каждого механизма подачи осуществляется в пределах одной рейки без переезда на соседнюю рейку) количество дополнительных линейных рештаков  $n_p$ , формирующих наряду с опорными рештаками работающие участки жесткого тягового органа, может быть рассчитано на основании следующего логического алгоритма:

- для опережающего механизма подачи

если  $0,5Q_T - F_{тр оп} < F_{р оп}$ , то  $n_p = 0$ ;

если  $0,5Q_T - F_{тр оп} > F_{р оп}$ , то  $n_p \geq \frac{0,5Q_T - F_{тр оп} - F_{р оп}}{F_p}$ ;

- для отстающего механизма подачи

если  $0,5Q_T - F_{тр от} < F_{р от}$ , то  $n_p = 0$ ;

если  $0,5Q_T - F_{тр от} > F_{р от}$ , то  $n_p \geq \frac{0,5Q_T - F_{тр от} - F_{р от}}{F_p}$ ,

где  $F_{р оп}$ ,  $F_{р от}$ ,  $F_p$  - составляющие тяговых усилий, способных переместить по почве пласта вдоль забоя соответственно опорный опережающий, опорный отстающий и линейный рештаки конвейера;

$F_{\text{тр оп}}$ ,  $F_{\text{тр от}}$  - составляющие тяговых усилий, затрачиваемых на преодоление сил трения соответственно в опережающих и отстающих опорных механизмах комбайна.

Указанные составляющие тяговых усилий могут быть рассчитаны на основании следующих зависимостей:

$$F_{\text{р оп}} = f(G_{\text{р}} + G_{\text{у}} + R_1 + R_4);$$

$$F_{\text{р от}} = f(G_{\text{р}} + G_{\text{у}} + R_2 + R_3);$$

$$F_{\text{р}} = f(G_{\text{р}} + G_{\text{у}});$$

$$F_{\text{тр оп}} = f'(R_1 + R_4 + T_1);$$

$$F_{\text{тр от}} = f'(R_2 + R_3 + T_2),$$

где  $f = 0,35$  – коэффициент трения рештака по почве;

$f' = 0,21$  - коэффициент трения опорных лыж комбайна по зачи-  
стному лемеху и рейке;

$G_{\text{р}} = 1247$  кг – масса одного рештака КСД27с навесным оборудо-  
ванием, погрузочным лемехом и двумя звеньями рейки;

$G_{\text{у}}$  – масса угля, располагающегося на одном рештаке при рас-  
сматриваемой минутной производительности комбайна;

$R_1, R_2, R_3, R_4$  - вертикальные (перпендикулярные почве пласта)  
составляющие опорных реакций, формирующихся в  $i$ -х ( $i=1\dots4$ ) опо-  
рах комбайна;

$T_1, T_2$  - горизонтальные (перпендикулярные груди забоя) со-  
ставляющие опорных реакций, формирующихся в  $i$ -х ( $i=1, 2$ ) опорах  
комбайна.

При этом нумерация опор увязана с направлением движения  
комбайна следующим образом: ближние по отношению к опережаю-  
щему шнеку завальная и забойная опоры соответственно опора №1 и  
опора №4; дальние по отношению к опережающему шнеку завальная  
и забойная опоры соответственно опора №2 и опора №3.

Численные значение параметра  $n_{\text{р}}$ , рассчитанные для предста-  
вительного режима работы комбайна [4] (электродвигатель подсисте-  
мы привода опережающего шнека развивает мощность  $P = 149$  кВт,  
а величина суммарного тягового усилия  $Q_{\text{т}} = 115$  кН) на основании  
вышеприведенного алгоритма составляют:

$n_{\text{р}} = 2$  – применительно к опережающему механизму подачи;

$n_{\text{р}} = 0$  – применительно к отстающему механизму подачи.

Следует отметить, что величины опорных реакций комбайна определялись по методике, изложенной в работе [5].

На основе полученных данных сформированы возможные варианты обобщенных расчетных схем для установления численных значений коэффициентов продольной жесткости участков рассматриваемого тягового органа, воспринимающих тяговое усилие от отстающего (рис. 1) и опережающего (рис. 2) механизмов подачи комбайна КДК500 применительно к рассматриваемому представительному режиму его работы.

При разработке данных расчетных схем первично применительно к отстающему механизму подачи задавались тремя качественно различными месторасположениями цевочного колеса по длине опорного рештака (в конце – рис. 1а, в начале – рис. 1б и посередине – рис. 1в), а затем с учетом известного расстояния между осями цевочных колес механизмов подачи комбайна устанавливалось месторасположение цевочного колеса опережающего механизма подачи на рештачном ставе конвейера (соответственно – рис. 2а, 2б, 2в). На следующем этапе на основе анализа взаимодействий звеньев рассматриваемого тягового органа с учетом вышепредложенной дифференциации тяговых усилий, развиваемых отстающим и опережающим механизмами подачи комбайна), формировались конкретные участки тягового органа, воспринимающие данные усилия.

Учитывая многоэлементный состав выделенных участков тягового органа (цевочные рейки, навесное оборудование, рештаки, соединительные звенья) и весьма сложное конструктивное исполнение отдельных элементов, целесообразно для получения достоверных результатов при расчете их упругой деформации использовать известный метод конечных элементов, заложенный, например, в пакетах COSMOSWORKS. При этом с позиции минимизации объемов и упрощения выполнения соответствующих расчетов в составе приведенных обобщенных расчетных схем следует выделить однотипные конструктивно неразъемные элементы, характеризующиеся идентичными условиями нагружения.

В качестве таких конструктивно неразъемных элементов будем рассматривать неподвижные и подвижные цевочные рейки с соответствующими осями (позиции 1, 2, 3 на рис. 1 и позиции 1, 2, 3, 4, 5 на рис.2), сварную конструкцию навесного оборудования с узлами

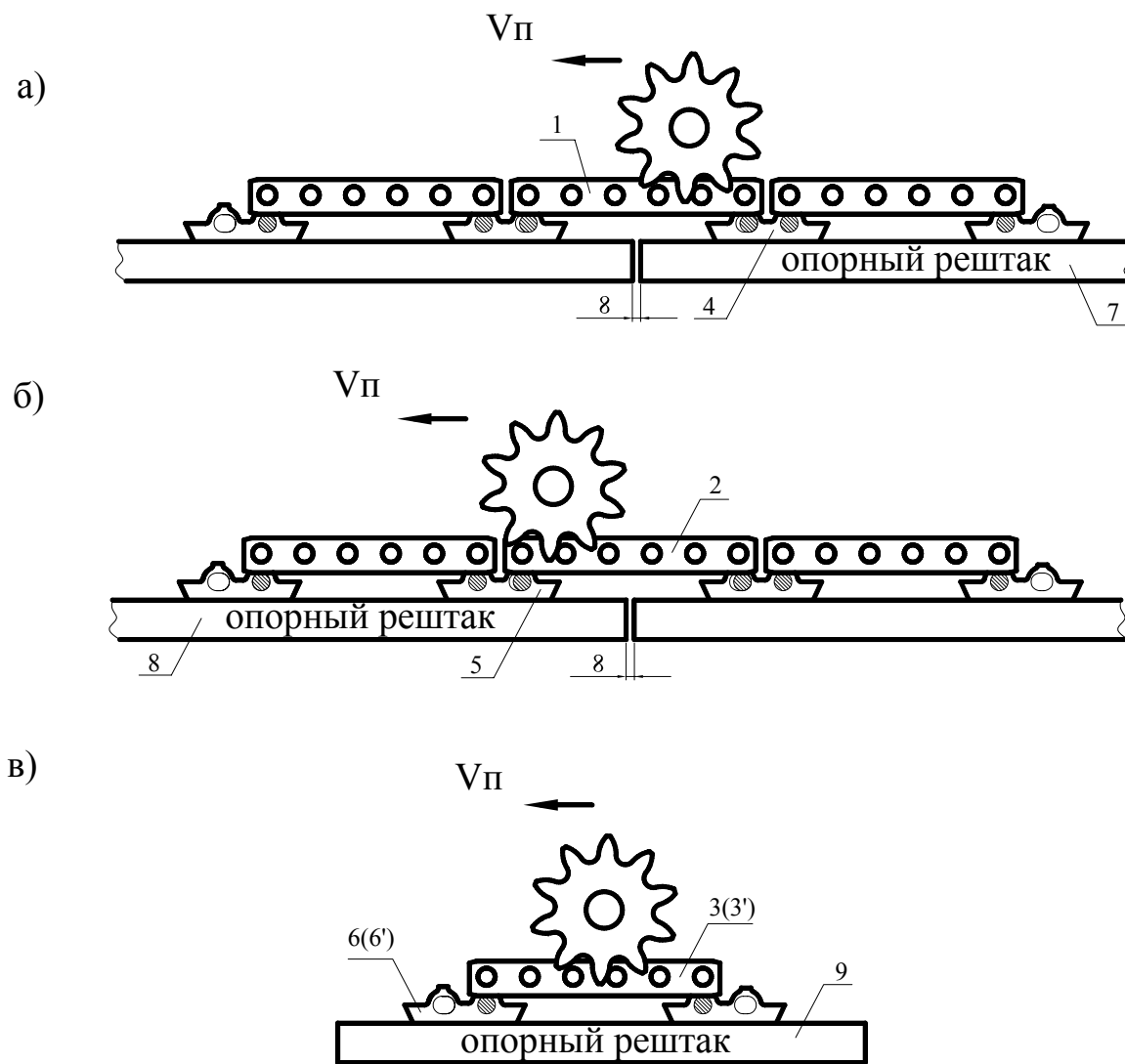


Рисунок 1 – Варианты обобщенных расчетных схем участков тягового органа, воспринимающих тяговое усилие от отстающего механизма подачи

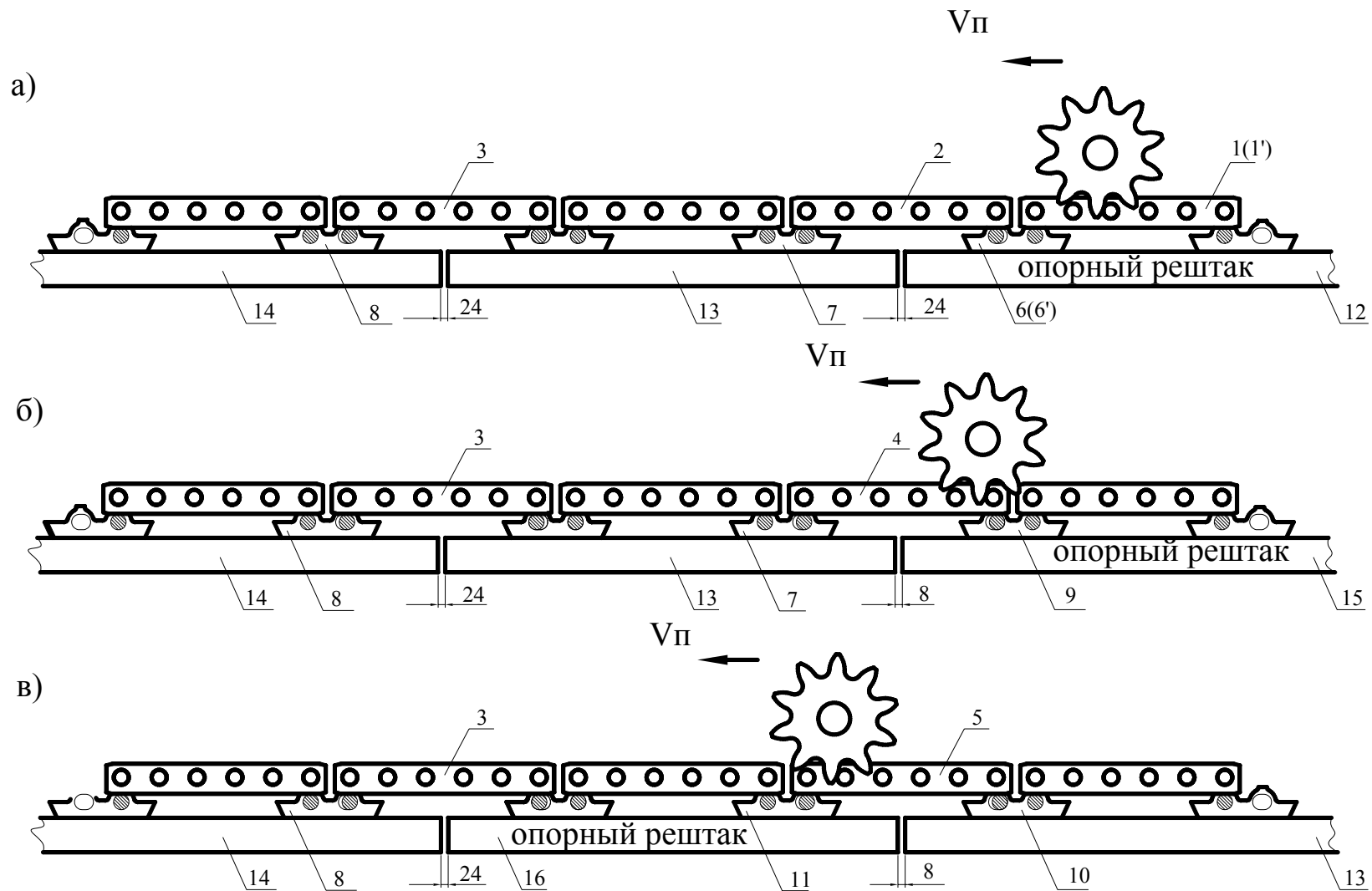


Рисунок 2 – Варианты обобщенных расчетных схем участков тягового органа, воспринимающих тяговое усилие от опережающего механизма подачи

штифтово-болтового его соединения с рештками конвейера (позиции 4, 5, 6 на рис. 1 и позиции 6, 7, 8, 9, 10, 11 на рис. 2) и непосредственно сами рештки конвейера (позиции 7, 8, 9 на рис. 1 и позиции 12, 13, 14, 15, 16 на рис. 2). Следует отметить, что возможное совпадение указанной нумерации конструктивно однотипных неразъемных элементов на рис. 1 и на рис. 2 не следует рассматривать как полную аналогию и в условиях их нагружения, а конструктивно неразъемные элементы, отмеченные на данных рисунках двойными позициями (в круглых скобках номер позиции продублирован с индексом) могут испытывать два равновероятных вида нагружения (растяжение - цевочные рейки 1 и 3 или сжатие - цевочные рейки 1' и 3', сжатие более длинного или более короткого участков навесного оборудования соответственно 6 и 6' на рис. 1в и дополнительное к указанным деформациям растяжение при этом соответствующих проушин навесного оборудования 6 и 6' на рис. 2а).

Для каждого перечисленного конструктивно неразъемного элемента составлялась локальная расчетная схема, отражающая конкретизацию его нагружения активными и реактивными усилиями в составе вышерассмотренных обобщенных расчетных схем. Затем на основании сформированных локальных расчетных схем с использованием метода конечных элементов, заложенного в пакете COSMOS-WORKS, моделировалось объемное деформированное состояние выделенных конструктивно неразъемных элементов. На рис. 3 в качестве примера приведены локальные расчетные схемы и объемный деформированный вид цевочной рейки 1, навесного оборудования 4 и опорного рештка 7, входящих в состав обобщенной расчетной схемы соответствующего участка тягового органа, взаимодействующего с отстающим механизмом подачи комбайна (см. рис. 1а).

На данных расчетных схемах указаны точки приложения соответствующих усилий, а на проекциях деформированного объемного состояния неразъемных элементов – продольные смещения (в миллиметрах) их характерных точек относительно исходного (ненагруженного) состояния, позволяющие установить результирующие продольные деформации рассматриваемых элементов. Следует отметить, что численные значения указанных усилий устанавливались на основе выполненного в работе [4] анализа взаимодействий звеньев тягового органа, а их физический смысл состоит в следующем:

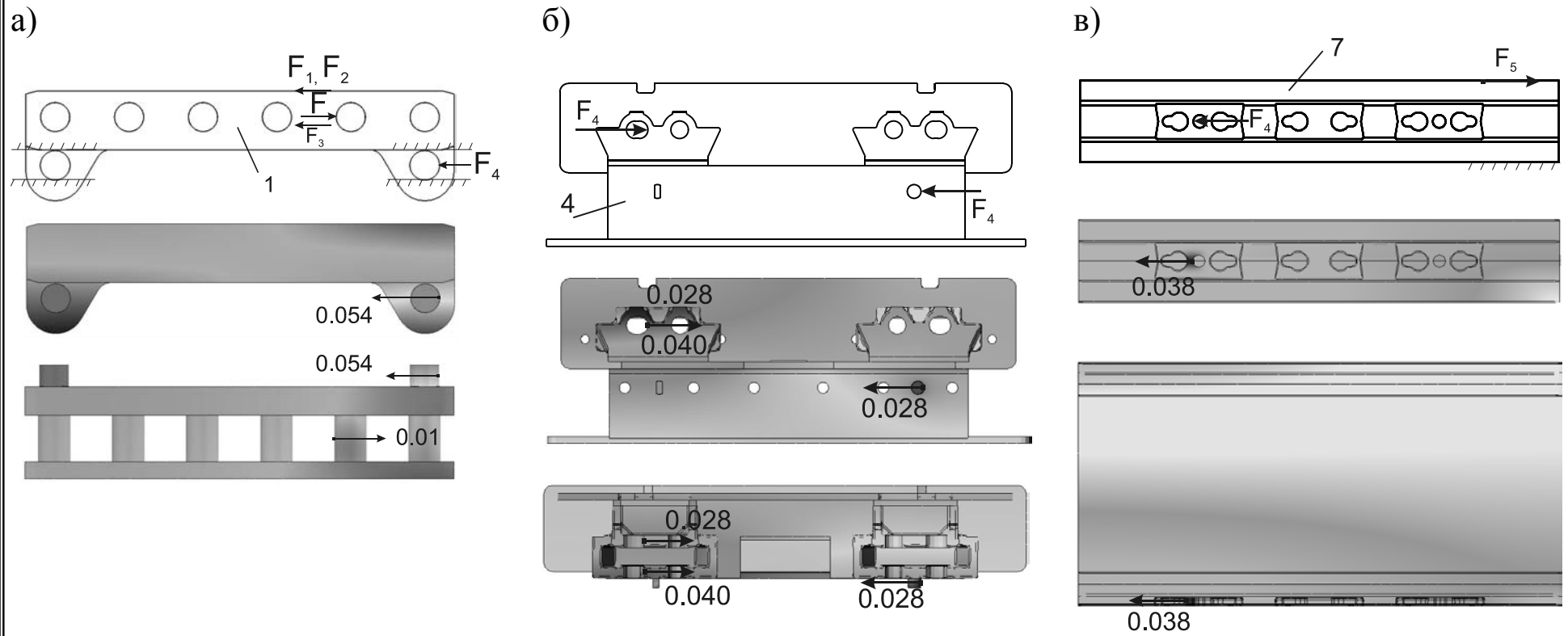


Рисунок 3 – Расчетные схемы конструктивно неразъемных элементов: а – цевочной рейки; б – навесного оборудования; в – опорного рештака



$F$  - тяговое усилие, развиваемое отстающим механизмом подачи;  
 $F_1, F_2, F_3$  – силы трения, формирующиеся на соответствующих плоскостях цевочной рейки в процессе скольжения по ней отстающей завальной опоры комбайна;

$F_5$  – сила трения, формирующаяся на забойной полке рештака, в процессе скольжения по ней лыжи отстающей забойной опоры;

$F_4 = F - (F_1 + F_2 + F_3)$  – доля тягового усилия, замыкающаяся на отстающем опорном рештаке через его навесное оборудование.

Сводная информация по результатам расчетов величин упругой деформации всех конструктивно неразъемных элементов  $\Delta i$ , входящих в состав сформированных вариантов обобщенных расчетных схем (см. рис.1, 2), а также величин суммарной упругой деформации  $\Delta_{\Sigma}$  соответствующих участков тягового органа, приведена в табл.1 и табл.2.

На основании анализа указанных данных можно сделать следующие выводы:

- рабочие участки тягового органа, воспринимающие тяговое усилие опережающего механизма подачи, характеризуются более высокой податливостью по сравнению с сопряженными участками тягового органа, воспринимающими тяговое усилие отстающего механизма подачи, что объясняется их различной протяженностью;

- величина суммарной податливости участков тягового органа, включающих в себя элементы с двумя равновероятными схемами нагружения, применительно к опережающему механизму подачи (вариант обобщенной расчетной схемы – рис.2а) практически одинаковая, а применительно к отстающему механизму подачи (вариант обобщенной расчетной схемы – рис.1в) разнится примерно на 23%;

- упругая податливость цевочных реек и навесного оборудования, непосредственно воспринимающих тяговое усилие от цевочных колес обоих механизмов подачи, примерно в два раза выше податливости опорных рештаков.

Расчетные величины оценок коэффициентов продольной жесткости рассматриваемых участков тягового органа  $C_{ТО}$  ( $C'_{ТО}$ ) применительно к отстающему и опережающему механизмам подачи приведены в табл.3.

Таблица 1 – Результаты расчетов упругой деформации рабочих участков тягового органа применительно к отстающему механизму подачи

Вариант обобщенной расчетной схемы	Величины упругих деформаций конструктивно неразъемных элементов и соответствующих участков тягового органа, мм												
	$\Delta 1$	$\Delta 2$	$\Delta 3$	$\Delta 3'$	$\Delta 4$	$\Delta 5$	$\Delta 6$	$\Delta 6'$	$\Delta 7$	$\Delta 8$	$\Delta 9$	$\Delta_{\Sigma}$	$\Delta'_{\Sigma}$
Рис.1а	0,064	-	-	-	0,062	-	-	-	0,038	-	-	0,164	-
Рис.1б	-	0,071	-	-	-	0,042	-	-	-	0,038	-	0,151	-
Рис.1в	-	-	0,076	0,067	-	-	0,065	0,040	-	-	0,038	0,179	0,145

Таблица 2 – Результаты расчетов упругой деформации рабочих участков тягового органа применительно к опережающему механизму подачи

Вариант обобщенной расчетной схемы	Величины упругих деформаций конструктивно неразъемных элементов и соответствующих участков тягового органа, мм																	
	$\frac{\Delta 1}{\Delta 1'}$	$\Delta 2$	$\Delta 3$	$\Delta 4$	$\Delta 5$	$\frac{\Delta 6}{\Delta 6'}$	$\Delta 7$	$\Delta 8$	$\Delta 9$	$\Delta 10$	$\Delta 11$	$\Delta 12$	$\Delta 13$	$\Delta 14$	$\Delta 15$	$\Delta 16$	$\Delta_{\Sigma}$	$\Delta'_{\Sigma}$
Рис.2а	$\frac{0,077}{0,071}$	0,030	0,008	-	-	$\frac{0,070}{0,075}$	-	0,003	-	-	-	0,033	0,005	0,002	-	-	0,228	0,227
Рис.2б	-	-	0,008	0,054	-	-	0,016	0,003	0,055	-	-	-	0,005	0,002	0,033	-	0,176	-
Рис.2в	-	-	0,008	-	0,057	-	-	0,003	-	0,008	0,071	-	0,005	0,002	-	0,033	0,187	-

Таблица 3 – Численные значения коэффициентов продольной жесткости, кН/мм

Варианты рассматриваемых расчетных схем					
рис.1а	рис.1б	рис.1в	рис.2а	рис.2б	рис.2в
$C_{ТО} = 351$	$C_{ТО} = 380$	$\frac{C_{ТО}}{C'_{ТО}} = \frac{321}{397}$	$\frac{C_{ТО}}{C'_{ТО}} = \frac{252}{253}$	$C_{ТО} = 327$	$C_{ТО} = 308$

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Установленные значения коэффициентов продольной жесткости тягового органа на базе рейки ЭЙКОТРЭК будут использованы при имитационном моделировании динамического функционирования очистных комбайнов рассматриваемого класса. В случае, если подсистема подачи не является основным объектом исследования, то применительно к очистным комбайнам, имеющим в своем составе два механизма подачи, можно несколько упрощенно представлять расчетную схему этих машин. Суть данного упрощения состоит в том, что в первом приближении достаточно рассматривать один эквивалентный (общий) движитель, а оценка коэффициента жесткости сопрягаемого с ним эквивалентного тягового органа может быть получена как сумма установленных выше коэффициентов продольной жесткости участков тягового органа, взаимодействующих с опережающим и отстающим механизмами подачи. На основании данных, приведенных в табл. 3, оценка коэффициента жесткости такого эквивалентного тягового органа может составлять 573 – 723 кН/мм.

Список источников.

1. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. Донецк: РИА ДонНТУ, 2004.- 206с.
2. Горбатов П.А., Марченко И.Н., Плюнгин А.В. Методика определения коэффициента продольной жесткости системы рейка БСП-рештачный став // Разработка месторождений полезных ископаемых. Республ. межвед. научно-техн. сб.-Киев: Техніка, 1986.-Вып. 75.- С.69-75.
3. Горбатов П.А. Теория функционирования и совершенствование очистных комбайнов как нелинейных динамических систем. Дис. ...докт.техн.наук.-Донецк, ДПИ.-1991.-551с.
4. Анализ взаимодействий звеньев тягового органа на базе рейки ЭЙКОТРЭК для установления коэффициента его продольной жесткости / Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Воробьев Е.А., Воскресенский В.С. // Вибрации в технике и технологиях.- 2007.- №2. (47).- С.91-96.
5. П.А. Заяц, Н.М. Лысенко Разработка математической модели для установления нагрузок в опорно-направляющих устройствах очистных комбайнов типа КДК500/ Механика жидкости и газа: Материалы V международной науч. техн. конференции 30-31 ноября 2006г.- Донецк: ДонНТУ, 2006.- С.73-76.

Дата поступления статьи в редакцию: 28.10.08