
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ И ТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ РЫБОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ОТРАСЛИ

УДК 637:664

С.П. Григорьева, Л.К. Юрченко, И.В. Пищулина

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

МАШИННЫЕ ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО И ВЕРТИКАЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

Рассмотрена работа ленточного конвейера и люлечного элеватора. Получена формула расчета мощности приводного двигателя.

Ключевые слова: конвейеры.

S.P. Grigoreva, L.K. Jurchenko, I.V. Pishchulina **MACHINE TRANSPORTING DEVICES OF HORIZONTAL AND VERTICAL MOVING**

Work of the tape conveyor and elevating device with ladle is considered. The formula of calculation of capacity of the drive engine is received.

Key words: conveyors.

Во многих технологических процессах возникает необходимость в перемещении материалов, которые осуществляются транспортирующими устройствами. Под машинными транспортирующими устройствами понимаются как внутримашинные транспортеры, выполняющие перемещение обрабатываемых объектов (технологическое перемещение), так и транспортеры, перемещающие объекты в определенных направлениях без какой-либо работы над ним (нетехнологическое перемещение).

Согласно классификации все транспортирующие устройства делятся:

- на конвейеры (ленточные, пластинчатые, гравитационные, вибрационные, скребковые, шнековые, цепные, гидравлические);
- элеваторы (ковшовые, люлечные, фрикционные);
- роторы и карусели (гладкие, с гнездами);
- трубопроводы (для сыпучих, жидких, фаршеобразных материалов).

Рассмотрим ленточный конвейер, который представляет собой бесконечную ленту, натянутую на двух барабанах.

Достоинствами ленточных конвейеров являются малый расход энергии, высокая производительность, способность перемещать влажный, налипающий и штучный материалы, возможность перемещать на значительные расстояния. Недостатком является трудность герметизации транспортируемого материала [1].

Изобразим конвейерную ленту с приводом веса \bar{G} , установленным на катки (рис. 1). Между приводом и неподвижной стойкой включен динамометр, который показывает реакцию соединительного троса \bar{P} . \bar{S}_1 и \bar{S}_2 – натяжения ветвей конвейерной ленты, \bar{R}_1 и \bar{R}_2 – реакции катков. Диаметр приводного барабана – d . Угловая скорость

барабана – n об/мин, $M_{вр}$ – вращающий момент от электродвигателя. Вычислим мощность электродвигателя:

$$N = M_{вр} \cdot \omega = M_{вр} \frac{2\pi n}{60} = M_{вр} \frac{\pi n}{30}.$$

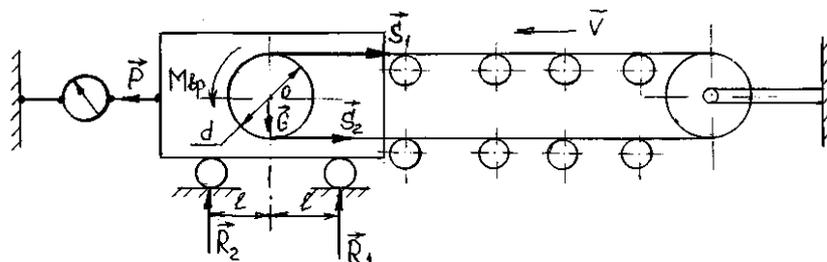


Рис. 1. Конвейерная лента
Fig. 1. A conveyor tape

Так как $M_{вр} = \text{const}$, то привод конвейера находится в равновесии, и для него можно составить уравнения статики:

$$\begin{aligned} S_1 + S_2 - P &= 0, \Rightarrow S_1 + S_2 = P, \\ R_1 + R_2 - G &= 0, \Rightarrow R_1 + R_2 = G, \\ M_{вр} - S_1 \frac{d}{2} + S_2 \frac{d}{2} - R_2 l + R_1 l &= 0, \Rightarrow M_{вр} = (S_1 - S_2) \frac{d}{2}, \end{aligned}$$

или

$$S_1 - S_2 = \frac{2M_{вр}}{d} = \frac{2 \cdot 30N}{d \cdot \pi n} = \frac{60N}{d \pi n}.$$

Решим совместно полученное уравнение и первое уравнение системы:

$$\begin{cases} S_1 + S_2 = P, \\ S_1 - S_2 = \frac{60N}{d \pi n}. \end{cases}$$

Складывая и вычитая почленно эти уравнения, получим натяжения ветвей конвейерной ленты:

$$S_1 = \frac{P}{2} + \frac{30N}{d \pi n}, \quad S_2 = \frac{P}{2} - \frac{30N}{d \pi n}.$$

Из формулы натяжения нижней ветви следует:

$$S_2 = \frac{P}{2} - \frac{30N}{d \pi n} > 0, \quad P > \frac{60N}{d \pi n},$$

или

$$P > \frac{N}{V} \left(\frac{2\pi n}{60} = \omega; \quad \frac{\pi n}{60} = \frac{\omega}{2}; \quad d = 2R; \quad V = \omega \cdot R \right);$$

$$\boxed{N < P \cdot V},$$

где V – линейная скорость движения ветви конвейерной ленты.

Полученная формула позволяет в некоторой степени правильно выбрать мощность электродвигателя, так как завышенная мощность, по данным практики, не способствует устойчивой работе конвейера.

Дополнительно определим минимальную скорость ветви, при которой несомая частица материала отделяется от поверхности ленты в месте ее набегания на барабан (рис. 2).

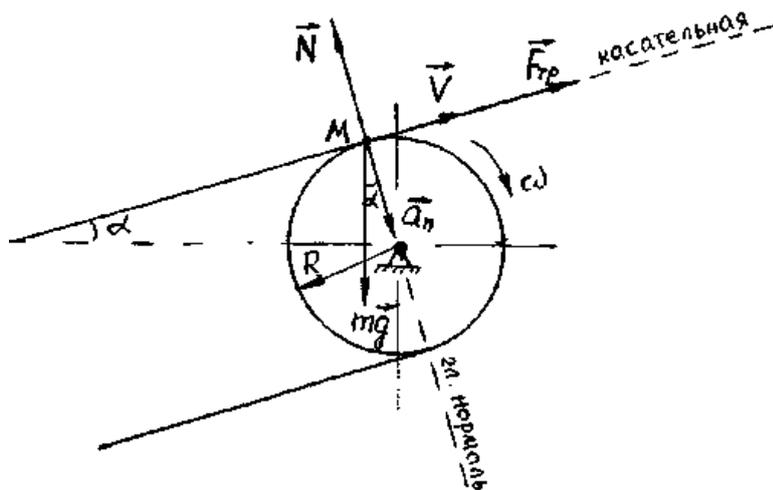


Рис. 2. Силы, действующие на несомую частицу
Fig. 2. Forces, which operate on a moved particle

На частицу материала, находящуюся в точке M набегания ленты на барабан, действует ее сила тяжести $m\vec{g}$, нормальная реакция барабана \vec{N} и сила трения $\vec{F}_{тр}$.

Так как барабан вращается равномерно с угловой скоростью ω , то ускорение частицы имеет только нормальную составляющую

$$\alpha = \alpha_n = \frac{V^2}{R},$$

где $V = R\omega$ – скорость ветви.

Ускорение направлено по радиусу к оси вращения.

Основное уравнение динамики для этой частицы имеет вид:

$$m\vec{a} = m\vec{g} + \vec{N} + \vec{F}_{тр}.$$

Спроецируем это уравнение на главную нормаль в точке M :

$$m\alpha_n = mg\cos\alpha - N \Rightarrow N = mg\cos\alpha - m\frac{V^2}{R}.$$

Частица будет отделяться от ленты в случае $N = 0$.

$$mg\cos\alpha - m\frac{V^2}{R} = 0 \Rightarrow V^2 = gR\cos\alpha,$$

или

$$V = \sqrt{gR\cos\alpha}.$$

Из полученной формулы следует, что несомая частица будет отделяться от ленты барабана при увеличении угла наклона ленты к горизонту. При этом можно уменьшить линейную скорость движения ленты [2].

Для вертикального перемещения сыпучих материалов, перемещения штучного груза в вертикальной плоскости, при загрузке-выгрузке готовой продукции в склад, трюм используются элеваторы. На рис. 3 показана схема цепного люлечного элеватора, который осуществляет вертикальное перемещение груза весом \vec{G} с постоянной скоростью \vec{V} .

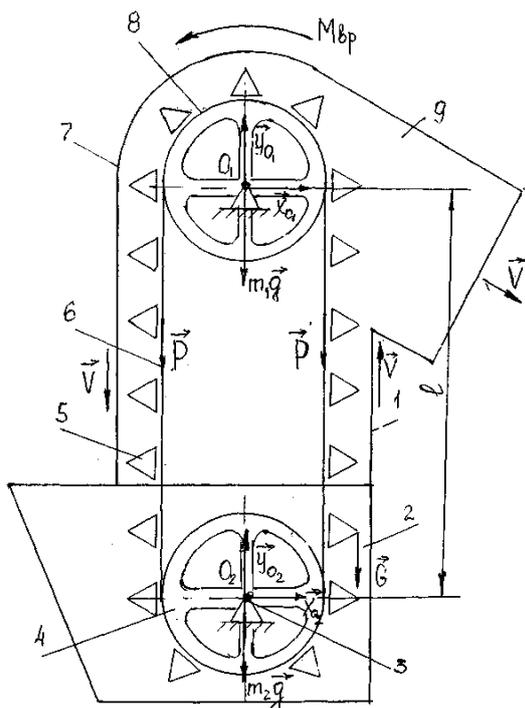


Рис. 3. Схема элеватора: 1 – кожух; 2 – башмак; 3 – винтовое устройство; 4, 8 – натяжной и приводной барабаны; 5 – ковш; 6 – лента; 7 – головка; 9 – разгрузочное устройство
 Fig. 3. The scheme elevator: 1 – a casing; 2 – a boot; 3 – a screw device; 4, 8 – tension and drive drums; 5 – a ladle; 6 – a tape; 7 – a head; 9 – the unloading device

Пренебрегая сопротивлением опор, определим необходимую мощность приводного электродвигателя элеватора $N_{дв}$.

Рассмотрим элеватор как механическую систему, состоящую из приводного и натяжного барабанов, двух участков цепи длиной ℓ каждый. Обозначим q , Н/м, вес одного погонного метра длины цепи с люльками; \vec{P} – вес холостой ветви цепи ($P = q\ell$); $(\vec{P} + \vec{G})$ – вес рабочей части, где \vec{G} – вес груза; R – радиус барабана; $m_1\vec{g}$ – вес приводного барабана; $m_2\vec{g}$ – вес натяжного барабана; $\vec{X}_{0_1}, \vec{Y}_{0_1}, \vec{X}_{0_2}, \vec{Y}_{0_2}$ – реакции опор барабанов соответственно.

Воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии механической системы:

$$T - T_0 = \sum A_k^e.$$

Так как система движется с постоянной скоростью, то

$$T - T_0 = 0.$$

Вычислим сумму работ всех внешних сил, действующих на систему:

$$A(m_1\vec{g}) = A(m_2\vec{g}) = A(\vec{R}_{O_1}) = A(\vec{R}_{O_2}) = 0.$$

$$A(\vec{P}) = P\ell; \quad A(\vec{P} + \vec{G}) = -(P + G)\ell; \quad A(M_{\text{впр}}) = M_{\text{впр}}\varphi,$$

где φ – угол поворота приводного барабана.

$$\varphi = \frac{\ell}{R}, \quad \text{тогда} \quad A(M_{\text{впр}}) = M_{\text{впр}} \frac{\ell}{R}.$$

$$\sum A_k^e = P\ell - P\ell - G\ell + M_{\text{впр}} \frac{\ell}{R} = 0 \Rightarrow M_{\text{впр}} = G \cdot R.$$

Известно, что

$$N_{\text{дв}} = M_{\text{впр}} \cdot \omega = G \cdot R \cdot \frac{V}{R} = G \cdot V;$$

$$\boxed{N = G \cdot V}$$

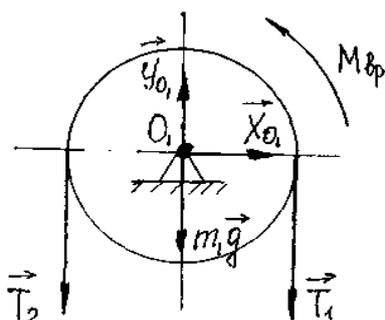


Рис. 4. Приводной барабан
Fig. 4. Drive drum

Полученная формула позволяет сделать вывод, что мощность электродвигателя подбирается в зависимости от скорости движения груза и максимальной величины веса поднимаемых грузов.

Посчитаем реакцию опоры приводного барабана. Для этого рассмотрим его равновесие (рис. 4).

Натяжение холостой ветви цепи:

$$T_2 = q \cdot \ell;$$

натяжение рабочей ветви:

$$T_1 = T_2 + G = q \cdot \ell + G,$$

где G – вес груза.

Составим уравнения уравновешенности произвольной плоской системы сил:

$$X_{O_1} = 0,$$

$$Y_{O_1} - m_1g - T_1 - T_2 = 0,$$

$$M_{\text{впр}} + T_2 \cdot R - T_1 \cdot R = 0.$$

Из второго уравнения получаем вертикальную составляющую реакции опоры:

$$Y_{O_1} = m_1g + T_1 + T_2 = m_1g + q\ell + q\ell + G = m_1g + 2q\ell + G.$$

Результат позволяет сделать вывод, что нагрузка на опору приводного барабана складывается из веса $m_1\vec{g}$ самого барабана, веса двух ветвей цепи и поднимаемого груза.

Из третьего уравнения получим величину вращающего момента от электродвигателя:

$$M_{вр} = -T_2R + T_1R = -q\ell R + q\ell R + GR = G \cdot R .$$

Что не противоречит результату, полученному выше при применении теоремы об изменении кинетической энергии.

Список литературы

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики [Текст] / С.М. Тарг. – М.: Высш. шк., 2000. – 416 с.
2. Антипов С.Т. Машины и аппараты пищевых производств [Текст]: учеб. для вузов: в 2 кн. / С.Т. Антипов, И.Т. Кретов, А.Н. Остриков и др; под ред. акад. РАСХН В.А. Панфилова. – М.: Высш. шк., 2001. Кн. 2.– 680 с.

Сведения об авторах: Григорьева Светлана Петровна, главный специалист ИЗО, e-mail: spu_vl@lift.ru;

Юрченко Лилия Константиновна, доцент;

Пищулина Ирина Валентиновна, старший преподаватель,

e-mail:stepka_53@mail.ru.

УДК 531.3

Н.П. Кадочникова

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Теоретическая механика, используя упрощенные модели, позволяет решать инженерные задачи, как в случае расчета механизма подъема трала на судне.

Ключевые слова: работа, сила, механическая система, кинетическая энергия.

N.P. Kadochnikova

DYNAMIC CALCULATION OF MECHANICAL SYSTEM

Theoretical mechanics using simpler models allows to solve engineering problems, such as, for example, calculation of mechanism for lifting the trawl on the ship.

Key words: work, power, mechanical system, kinetic energy.

С помощью зубчатых колес и троса, намотанного на барабан, по слипу поднимается трал из состояния покоя (рис. 1).

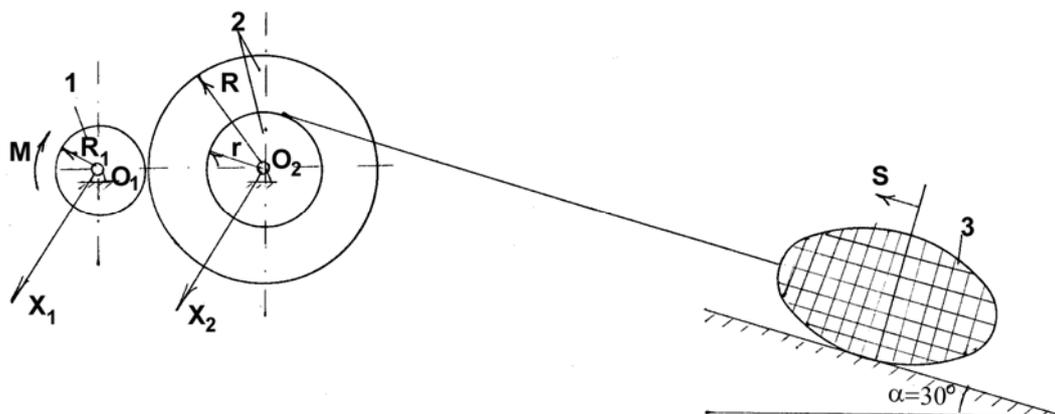


Рис. 1. Схема подъема трала
Fig. 1. Scheme of lifting the trawl

К колесу 1 приложен вращающий момент M . Учитывая трение скольжения трала 3 и постоянный момент M_c сопротивления вращению тела 2, пренебрегая другими силами сопротивления и массой троса, предполагаемого нерастяжимым, определить угловую скорость вращения колеса 1, когда пройденный тралом путь станет равным S .

Приняты следующие обозначения:

$\bar{G}_1, \bar{G}_2, \bar{G}_3$ – силы тяжести тел 1, 2, 3;

R_1, R, r – радиусы больших и малых окружностей;

i_{2x} – радиус инерции колеса 2 относительно оси X_1 , перпендикулярной плоскости колеса 2, проходящей через центр колеса;

$\alpha = 30^\circ$ – угол наклона слипа к горизонту;

f – коэффициент трения скольжения трала.

Дано:

$$M = 0,6G, \quad M_c = 0,2G, \quad G_1 = G, \quad G_2 = 2G, \quad G_3 = 6G,$$

$$R = 2r, \quad r = 0,6\text{ м}, \quad R_1 = 0,1\text{ м}, \quad L_{2x} = r\sqrt{2},$$

$$f = 0,1, \quad S = 1\text{ м}.$$

Определить: ω_1 .

Рассмотрим движение механической системы, состоящей из тел 1, 2, 3. Тела 1, 2 совершают вращательные движения вокруг неподвижных осей O_1X_1 O_2X_2 . Тело 3 – трал движется поступательно.

Воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии системы [1]:

$$\begin{aligned} T - T_0 &= \sum A_k^e, \\ T_0 &= 0 \quad (V_0 = 0 \text{ движение из состояния покоя}) \\ T &= \sum A_k^e, \end{aligned} \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы, выразим её через угловую скорость колеса 1 (ω_1), используя кинематические соотношения рис. 2 [2].

$$\begin{aligned} V_A &= \omega_1 R_1; \quad \omega_2 = \frac{V_A}{R} = \frac{\omega_1 R_1}{R} = \frac{\omega_1 R_1}{2r}; \\ V_B &= \omega_2 \cdot r = \frac{\omega_1 R_1}{2}; \quad V_3 = V_B = \frac{\omega_1 R_1}{2}. \end{aligned} \quad (2)$$

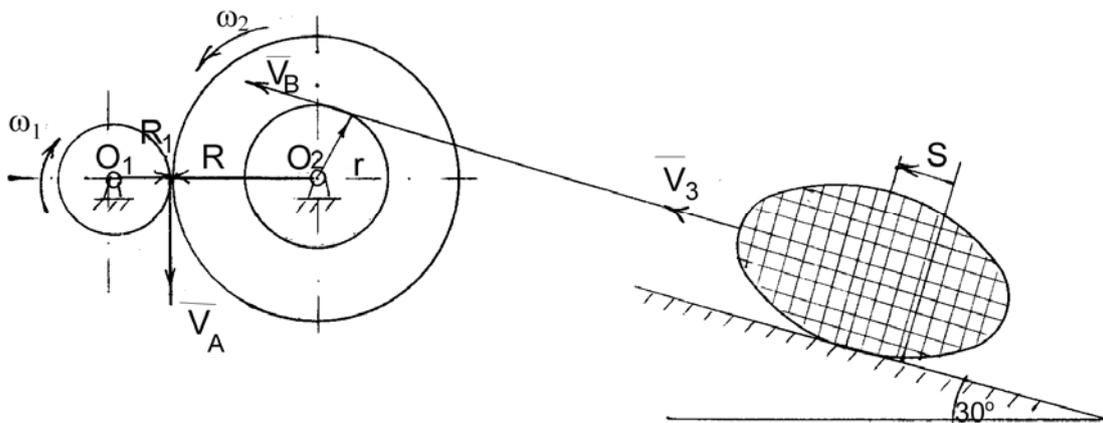


Рис. 2. Кинематическая схема
Fig. 2. Kinematic scheme

Используя соотношения между скоростями, запишем соотношения между перемещениями φ_1, φ_2, S :

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}; \quad \varphi_2 = \frac{\varphi_1 R_1}{R}; \quad V = \frac{ds}{dt}; \quad S = \frac{\varphi_1 R_1}{2}. \quad (3)$$

Определим кинетическую энергию системы как сумму кинетических энергий тел, входящих в систему

$$T = T_1 + T_2 + T_3, \\ T_1 = \frac{J_{1x} \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{m_1 R_1^2 \cdot \omega_1^2}{4} = \frac{G_1 R_1^2 \omega_1^2}{4g},$$

$J_{1x} = \frac{m_1 R_1^2}{2}$, $J_{2x} = m_2 L_{2x}^2$ – моменты инерции колес 1, 2 относительно осей $O_1 X_1$, $O_2 X_2$,
 $G = mg$.

$$T_2 = \frac{J_{2x} \cdot \omega_2^2}{2} = \frac{m_2 L_{2x}^2 \cdot \omega_2^2}{2} = \frac{G_2 (r\sqrt{2})^2 \omega_1^2 R_1^2}{4r^2} = \frac{G \omega_1^2 R_1^2}{2g}, \\ T_3 = \frac{m_3 V_3^2}{2} = \frac{G_3 \omega_1^2 R_1^2}{g \cdot 2 \cdot 4} = \frac{6G \omega_1^2 R_1^2}{g \cdot 2 \cdot 4} = \frac{3G \omega_1^2 R_1^2}{4g}, \\ T = \frac{G R_1^2 \omega_1^2}{4g} + \frac{6 \omega_1^2 R_1^2}{2g} + \frac{3G \omega_1^2 R_1^2}{4g} = \frac{6G \omega_1^2 R_1^2}{4g}.$$

Определим работу внешних сил ΣA_k^e [2].

Покажем положение тел системы, когда трал пройдет путь S , и внешние силы, действующие на систему (рис. 3).

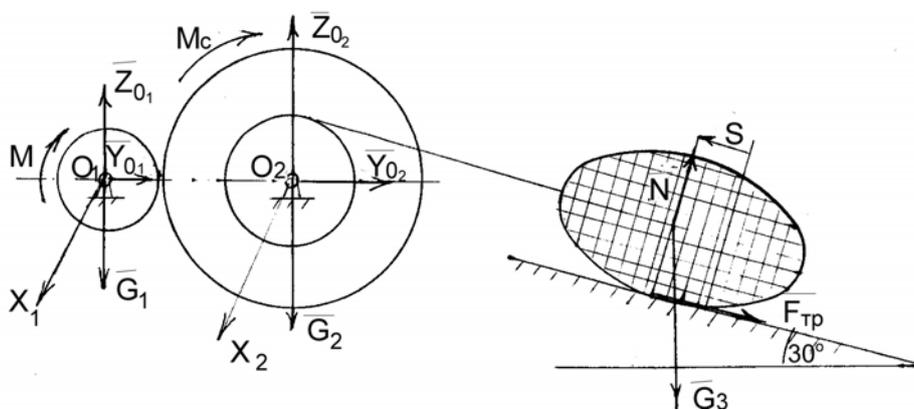


Рис. 3. Положение тел в конечный момент
 Fig. 3. Position of the bodies at the last moment

$\vec{G}_1, \vec{G}_2, \vec{G}_3$ – силы тяжести тел 1, 2, 3;

$(\vec{Y}_{O_1}, \vec{Z}_{O_1}), (\vec{Y}_{O_2}, \vec{Z}_{O_2})$ – реакции шарнирно-неподвижных опор O_1, O_2 ;

$(\vec{N}, \vec{F}_{мп})$ – реакция шероховатой поверхности, по которой движется трал;

M – вращающий момент, M_c – момент сопротивления вращению тела 2.

Найдем сумму работ внешних сил, когда тело 1 повернется на угол φ_1 , тело 2 – на угол φ_2 , тело 3 пройдет путь S .

$$\Sigma A_k^e = M\varphi_1 - M_c\varphi_2 - G_3 S \cdot \sin 30^\circ - F_{мп} S, \\ A(\vec{N}) = 0 \quad \vec{N} \perp \text{перемещения}.$$

Работа сил $\bar{G}_1, \bar{G}_2, \bar{Y}o_1, \bar{Z}o_1, \bar{Y}o_2, \bar{Z}o_2$ равна нулю, так как точки приложения сил не перемещаются, φ_1, φ_2 выразим через S , используя формулы (3):

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{2S}{R_1}, \quad \varphi_2 = \frac{S}{r}, \\ F_{mp} &= f \cdot N = f \cdot G_3 \cos 30^\circ = 0,1 \cdot 6G \cdot 0,86 = 0,52G, \\ \Sigma A_k^e &= M \cdot \frac{2S}{R_1} - M_c \frac{S}{r} - G_3 S \sin 30^\circ - 0,52G \cdot S, \\ \Sigma A_k^e &= 8,15GS, \end{aligned} \tag{5}$$

подставим в формулу (1) формулы (4), (5):

$$\frac{6G\omega_1^2 R^2}{4g} = 8,15GS \quad \omega_1 = 74 \text{ с}^{-1}.$$

Используя модель подъема трала, можно определить угловую скорость ведущего колеса, при которой трал будет подниматься и рыба при таком подъеме не утратит свой товарный вид.

Список литературы

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики [Текст] / С.М. Тарг. – М.: Наука, 2003. – 416 с.
2. Сборник заданий для курсовых работ по теоретической механике [Текст] / под ред. А.А. Яблонского. 15-е изд., стереотип. – М.: Интеграл-Пресс, 2006. – 384 с.

Сведения об авторах: Кадочникова Нина Павловна, доцент.

УДК 629.113(114)

И.Н. Кукушкин¹, С.В. Демихов²

¹Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

²Рязанское высшее воздушно-десантное училище,
390031, г. Рязань, ул. Каляева, 20

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВОРОТА КОЛЕСНО-ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Представлен один из вариантов комплексного решения проблемы одновременного обеспечения быстроходности и проходимости транспортных средств – применение комбинированного движителя, объединяющего преимущества как колесных, так и гусеничных машин.

Ключевые слова: колесный движитель, гусеничный движитель, комбинированный движитель.

I.N. Kukushkin, S.V. Demikhov THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCHES OF WHEEL-TRACK VEHICLE TURN

One of the variants of problem integral approach of simultaneous maintenance of high-speed motion and cross-country ability of vehicles is presented in this article this variant is the ease of combined drivers uniting the advantages of both wheel and track vehicles.

Key words: wheel driver, track driver, combined driver.

Подвижность характеризуется способностью исправных и работоспособных машин перемещаться с максимально возможной скоростью в различных дорожных и климатических условиях. Основными свойствами, определяющими подвижность объектов, являются проходимость, быстроходность и маневренность, а основным оценочным показателем – средняя скорость движения на заданном маршруте [1].

Анализ особенностей эксплуатации машин, применяемых в интересах силовых ведомств, структурах нефтегазовой отрасли и лесного хозяйства на территории РФ, показывает, что спектр дорожных и климатических условий их предполагаемого использования достаточно широк: от автомагистралей до бездорожья.

Общеизвестно, что колесный движитель на усовершенствованных покрытиях обеспечивает более высокие по сравнению с гусеничным скорости движения, в то время как для гусеничных машин, в основном за счет высокой проходимости, характерны более высокие средние скорости по бездорожью, что особенно важно для транспортных средств высокой проходимости. Однако, обладая столь существенным преимуществом, гусеничный движитель имеет значительные внутренние потери и существенно меньший ресурс [2].

Идея сочетания обоих типов движителей в одной конструкции не нова. Учеными различных стран были созданы и нашли свое применение более 40 образцов, в которых сочетались в различных вариантах колесный и гусеничный движители.

Еще в 60-х гг. XX в. теоретические и экспериментальные исследования, выполненные под руководством профессора Д.А. Антонова в направлении оптимизации структуры силового привода и конструкции машин с комбинированным движителем (МКД), показали, что наиболее рациональное совместное использование колесного и гусенич-

ного движителей обеспечивается в конструкции колесной машины с вспомогательным гусеничным движителем [3]. При такой компоновке, обладая высокой максимальной скоростью на колесном ходу, МКД по проходимости не уступает гусеничным машинам, обеспечивая близкие значения давления на опорную поверхность. Учитывая тот факт, что обоснованное использование гусеничного движителя на грунтах с низкой несущей способностью обеспечивается на 20-25 % общего пробега машины, можно отметить сопоставимость сроков службы пневматических шин и гусеничных цепей.

Техническое несовершенство конструкций комбинированных движителей и их приводов, низкие показатели надежности трансмиссий и плохая маневренность МКД при одновременном использовании колес и гусениц в то время не позволили в полной мере использовать преимущества комбинированного движителя.

В настоящее время ужесточение требований к подвижности образцов транспортных средств, предназначенных для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях, стало причиной возрождающегося интереса к конструкциям МКД как к одному из вариантов решения данной проблемы.

С целью оценки влияния факторов, определяющих снижение эффективности применения комбинированного движителя, на базе Рязанского военного автомобильного института совместно с МГТУ им. Н.Э.Баумана были проведены экспериментальные исследования. В качестве объекта испытания использовался образец колесной машины с вспомогательным гусеничным движителем.

В результате исследований установлено, что проблемы, вызванные одновременным использованием колесного и гусеничного движителей, условно можно разбить на два блока: первый определяется потерями мощности в замкнутых силовых контурах, второй – трудностью обеспечения требуемых показателей маневренности [4].

В отношении первой составляющей результаты исследований показали, что даже при неблокированном приводе распределение продольно-толкающих усилий, формируемых элементами движителя, происходит крайне неравномерно (рис. 1). На рис. 1 расчетные данные показаны пунктиром, экспериментальные – сплошной линией.

Причиной данного обстоятельства является наличие циркуляции. Разработанные в процессе исследования конструктивные схемы силовых (трансмиссионных) приводов с вариаторным, гидрообъемным и гидродинамическим регулированием мощности на вспомогательный гусеничный движитель предполагают возможность введения определенного значения величины кинематического рассогласования в зависимости от условий движения [4].

Результаты имитационного моделирования динамики движения МКД показали, что реализация в конструкции разработанных в процессе исследования схем позволит обеспечить равномерное распределение продольно-толкающих усилий по элементам движителя, что максимизирует суммарное тяговое усилие, обеспечивающее существенное повышение проходимости (рис. 2).

Величина кинематического рассогласования при этом выбирается из условия максимизации суммарного продольного толкающего усилия, развиваемого движителем. Установленные для прямолинейного движения величины кинематического рассогласования оказываются малоэффективными на участках криволинейного движения. При этом на повороте ведущие управляемые колеса работают в тормозном режиме [5].

В известных конструкциях МКД поворот обеспечивается, как правило, использованием кинематического способа, т.е. за счет поворота управляемых колес. Наличие на машинах наряду с эластичными управляемыми колесами неуправляемого гусеничного движителя отрицательно сказывается на маневренности МКД при совместной работе обоих типов движителей.

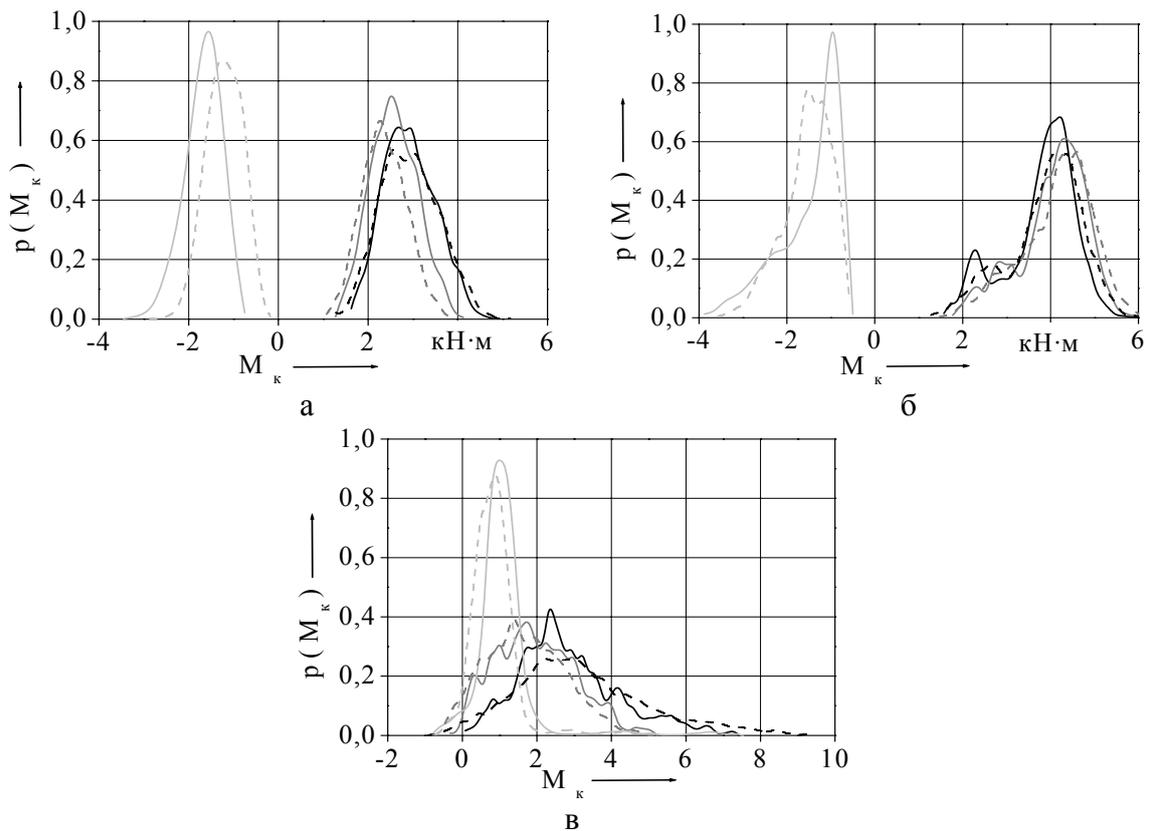


Рис. 1. Функции плотности распределения процессов изменения крутящих моментов на колесах и гусеницах при движении с постоянной скоростью по деформируемой опорной поверхности:

а – грунтовая дорога; б – луговина; в – вспаханное поле

Fig. 1. Functions of density of distribution of torque moments chaining processes on wheels and tracks at motion with constant speed along deformable thrust surface:

а – the ground; б – the meadow; в – the ploughed field

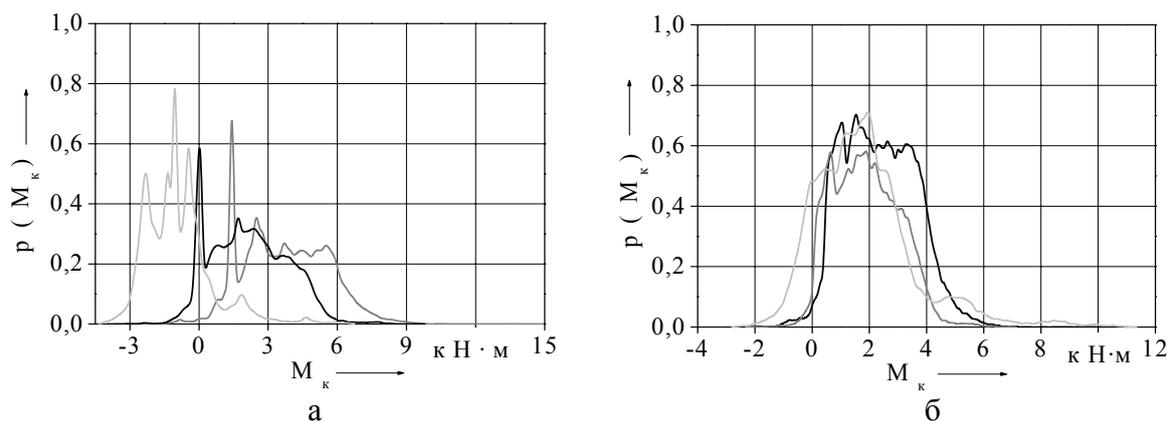


Рис. 2. Функции плотности распределения процессов изменения крутящих моментов на элементах комбинированного движителя при имитационном моделировании движения МКД по типизированному циклу: а – при отсутствии кинематического рассогласования;

б – при введении кинематического рассогласования

Fig. 2. Functions of density of distribution of torque moments changing on elements of combined driver at imitation model of VCD motion per standard cycle: а – without kinematic misalignment;

б – with kinematic misalignment

Поведение машины при движении по криволинейной траектории в условиях недостаточного сцепления колес с опорной поверхностью непредсказуемо, что вызывает необходимость постоянной концентрации внимания водителя, увеличения частоты приложения управляющих воздействий, повышение утомляемости, ухудшает эргономические показатели МКД и негативно влияет на безопасность движения в целом.

При рассмотрении вопросов криволинейного движения МКД необходимо учитывать некоторые особенности формирования поворачивающего момента в процессе одновременного использования эластичного колесного и жесткого гусеничного движителей.

Так, при совместной работе эластичного и жесткого движителей при максимальных значениях углов поворота управляемых колес должно быть обеспечено рассогласование в приводе порядка 8 %. При отсутствии такого рассогласования элементы эластичного колесного движителя при повороте будут принудительно проталкиваться в направлении движения гусеничным движителем. Таким образом, колесный движитель будет работать в тормозном режиме.

Схема сил, действующих при повороте на эластичное управляемое колесо, представлена на рис. 3.

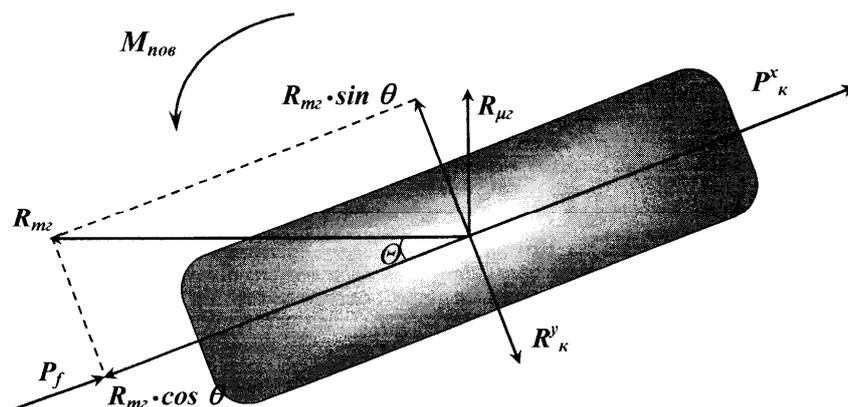


Рис. 3. Схема сил, действующих на управляемое колесо МКД при повороте
Fig. 3. Scheme of forces acting on VCD wheel turning

Помимо традиционно рассматриваемых сил на колесо будет действовать сила R_{m2} от работающего в толкающем режиме жесткого гусеничного движителя.

Кроме того, смещение мгновенного центра поворота на величину x (рис. 4), обусловленное не только боковыми силами, но и смещением расположения жесткого движителя по длине базы машины, вызывает появление на гусенице пары реакций $R_{зз}$ и $R_{оп}$, создающей момент сопротивления повороту со стороны гусеничного движителя $M_{сз}$ и поперечной реакции $R_{пз}$. Последняя сила, в свою очередь, воздействует на колесный движитель неравномерно ($R_{упл} \neq R_{узз}$) вследствие смещения x , что оказывает существенное влияние на показатели маневренности.

Повышение показателей маневренности можно добиться путем вовлечения гусеничного движителя в процесс формирования поворачивающего момента за счет использования механизма поворота при условии обеспечения кинематического согласования колесной и бортовой схем поворота.

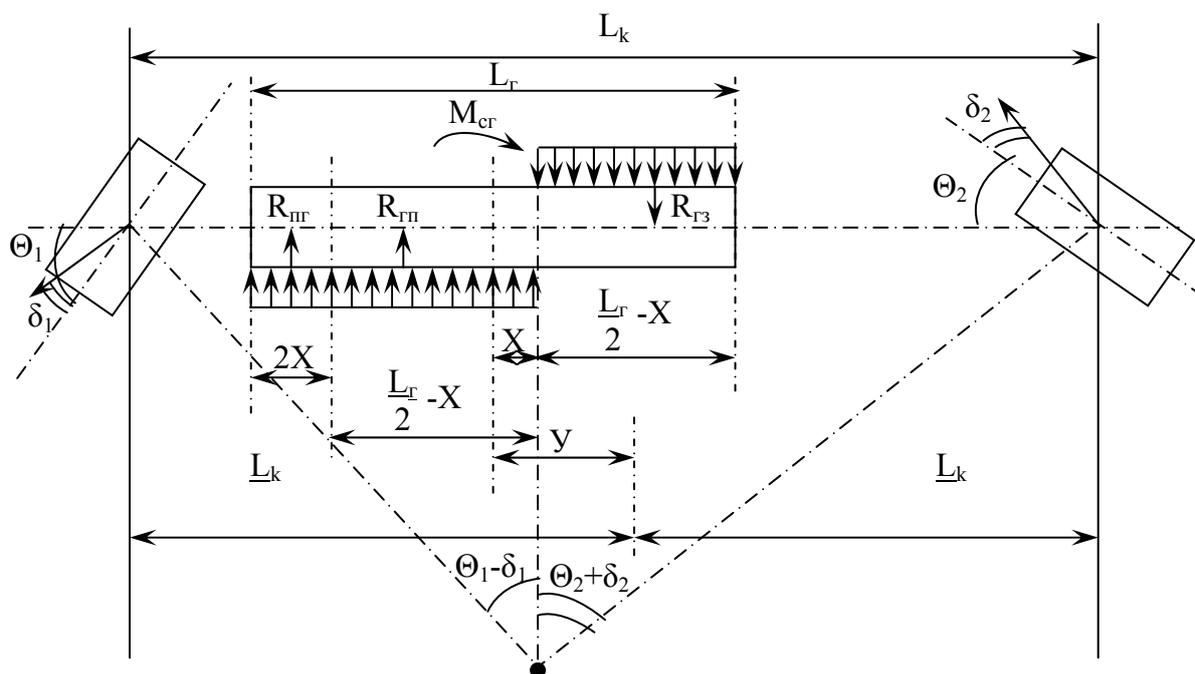


Рис. 4. Схема сил, формирующих поворачивающий момент МКД

Fig. 4. Scheme of forces forming the turning moment of VCD

Результаты расчетного исследования показали, что применение гидрообъемного механизма поворота (ГОМП) позволит обеспечить возможность наилучшего (с точки зрения кинематики) согласования колесной и бортовой схем поворота посредством смещения их мгновенных центров [6]. Однако оценка целесообразности применения ГОМП в качестве элемента управления вспомогательным двигателем показала недостаточный эффект. Данное обстоятельство обусловлено сложностью изготовления и высокой стоимостью ГОМП, а также трудностью согласования его работы с работой рулевого привода управляемых колес.

В ходе испытаний было установлено, что на изменение минимального радиуса поворота МКД существенное влияние оказывает перераспределение нагрузки между колесным и гусеничным движателями [7]. Значения минимальных радиусов поворота при движении на колесном ходу и при полностью отжатой гусенице отличаются незначительно (разница составляет порядка 6 %). В то же время по результатам эксперимента установлено, что при нагрузке на гусеничный движатель, составляющей порядка 60 % от максимально установленной, минимальный радиус поворота уменьшался почти вдвое. Таким образом, можно констатировать, что повышение маневренности МКД при одновременном использовании колес и гусениц может быть достигнуто только за счет регулирования нагрузки на гусеничный движатель в зависимости от условий движения без усложнения конструкции МКД.

Проведенные исследования показали целесообразность применения комбинированного движателя на транспортных средствах высокой проходимости, обеспечивающего существенное повышение их подвижности и эффективности применения в целом при условии реализации полученных в ходе исследования теоретических и практических результатов.

Список литературы

1. Васильченков В.Ф. Автомобили и гусеничные машины. Теория эксплуатационных свойств [Текст] / В.Ф. Васильченков. – Рыбинск: Издание АООТ «РДП» – АРП, 1996. – 432 с.
2. Афанасьев Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин [Текст]: учеб. для вузов / 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.
3. Антонов Д.А. Теоретическая разработка основ проектирования боевых колесных машин [Текст]: отчет о НИР «Методика определения величины кинематического рассогласования между ведущими элементами движителей с различной тангенциальной эластичностью». – М.: Академия БТ войск, 1965. – 181 с.
4. Медведев Е.В. Комбинированный движитель как средство повышения подвижности [Текст] / Е.В. Медведев, С.В. Демихов, А.М. Клиншов // Тез. докл. IV Междунар. автомоб. науч. форума. – М.: НАМИ, 2006. – С. 74-82.
5. Демихов С.В. Особенности математического моделирования поворота машины с комбинированным движителем [Текст] // Сб. науч. тр. РВАИ. – Рязань, 2007. – Вып. 17. – С. 102-105.
6. Пат. 2297355 Российская Федерация, МПК¹¹ В 62 D 11/24. Рулевое управление самоходной машины [Текст] / Е.В. Медведев, С.В. Демихов, Ю.О. Троян; заявитель и патентообладатель Ряз. воен. автомоб. ин-т им. генерала армии В.П. Дубынина. – № 2005103867/11; заявл. 14.02.05; опубл. 20.04.07, Бюл. № 11. – 6 с.
7. Демихов С.В. Пути повышения управляемости машин с комбинированным движителем [Текст] / С.В. Демихов, Е.В. Медведев, А.М. Клиншов // Наука и образование XXI века: сб. науч. тр. по материалам докл. на III Междунар. научн.-практ. конф. – Рязань: СТИ, 2009. – Т. 1. – С. 82-86.

Сведения об авторах: Кукушкин Игорь Николаевич, доцент;

Демихов Сергей Владимирович, кандидат технических наук, доцент, e-mail: v.semynin@yandex.ru.

УДК 629.113(114)

И.Н. Кукушкин¹, А.А. Манухин²

¹Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

²Рязанское высшее воздушно-десантное училище
390031, г. Рязань, ул. Каляева, 20

АНАЛИЗ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ КОЛЕСНОГО И ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЕЙ

На основе анализа связей колесного и гусеничного движителей приводятся их модели, характеризующие совместную работу при движении машины с комбинированным движителем.

Ключевые слова: колесный движитель, гусеничный движитель, комбинированный движитель.

I.N. Kukushkin, A.A. Manukhin

THE ANALYSIS OF WHEEL AND TRACK DRIVERS COMBINED OPERATION

The present article deals with the models of wheel and track drivers on the basis of their analysis. These models characterize the joint operation at vehicle motion with combined drivers.

Key words: wheel driver; track driver; combined driver.

Особенности совместной работы колесного движителя (КД) и гусеничного движителя (ГД) рассматривались в работах [1], [2], [3] и др. Основными выводами этих работ являются целесообразность применения комбинированного движителя на машинах при решении задач по исключению циркуляции мощности, формируемой под влиянием кинематического несоответствия при работе движителей с различной тангенциальной эластичностью. Однако несовершенство конструкции движителей и трансмиссий машин с комбинированным движителем (МКД) из-за отсутствия устройств по рациональному распределению мощности, обеспечивающему изменение величины КР в зависимости от условий сопротивления движению, в то время не позволило в полной мере использовать преимущества комбинированного движителя.

Модель качения эластичного колеса по восприятию продольных нагрузок известна [4]:

$$\dot{x} + \dot{x}_n - K_{сж} \cdot r_0 \cdot \dot{\phi}_k = 0, \quad (1)$$

где \dot{x} – скорость движения колеса, м/с; \dot{x}_n – скорость продольного проскальзывания находящихся в соприкосновении с опорной поверхностью элементов шины, м/с; $K_{сж}$ – коэффициент сжатия набегающих волокон, учитывающий относительное сжатие от вертикальных и продольных нагрузок и проскальзывание пятна контакта по опорной поверхности; r_0 – свободный радиус колеса, м; $\dot{\phi}_k$ – угловая скорость колеса, с⁻¹.

На основании этой формы записи математической модели, проведя аналогию, можно составить математическую модель гусеничного движителя.

Первой составляющей в уравнении является скорость движения. Для гусеничного движителя скорость движения можно записать по аналогии с колесом:

$$\dot{x}_{вк} = r_{вк} \cdot \dot{\phi}_{вк}, \quad (2)$$

где $\dot{x}_{\text{вк}}$ – скорость ведущего колеса, равная относительной скорости гусеничного обвода, м/с; $r_{\text{вк}}$ – приведенный радиус ведущего колеса, м.

$$r_{\text{вк}} = \frac{lz}{2\pi}, \quad (3)$$

где l – шаг звена гусеничной цепи, м; z – число звеньев, перематываемых ведущим колесом за один оборот; $\dot{\phi}_{\text{вк}}$ – угловая скорость ведущего колеса, с^{-1} .

В рассматриваемом случае на скорость движения движителей влияют их характеристики и характер взаимодействия с опорной поверхностью. В колесном движителе эти факторы учитываются коэффициентом $\kappa_{\text{сж}}$. В гусеничном движителе при движении характеристики гусеничного обвода по сравнению с колесным практически не изменяются, а характер взаимодействия с опорной поверхностью будет учитываться коэффициентом скольжения $s_{\text{сж}}$. При этом под коэффициентом $s_{\text{сж}}$ понимается отношение переносной скорости v_n гусеничного движителя относительно опорной поверхности к относительной скорости v_0 гусеничного движителя относительно корпуса МКД:

$$s_{\text{сж}} = \frac{v_n}{v_0}. \quad (4)$$

В качестве второй составляющей для гусеничного движителя можно принять смещение опорной ветви гусеницы $x_{\text{пе}}$ (рис. 1), возникающее в результате взаимодействия опорных катков с траками при движении по твердому основанию, в случае качения жесткого катка. Под действием нормальной силы $C_{\text{кп}}$ вначале трак i резко поворачивается по часовой стрелке, опираясь на кромку C_i , (рис. 1). Трак $i+1$ прижат к грунту меньшей силой, чем трак i , и выдавливается вперед. Уменьшение угла ϕ_i между опорной поверхностью и траком i происходит равномерно в связи с равномерностью движения катка. Затем начинает плавно поворачиваться следующий трак $i+1$ против часовой стрелки. Трак $i+1$ оказывается прижатым к грунту большей силой, чем трак i , поэтому последний подтягивается вперед. В результате происходит юз гусеницы.

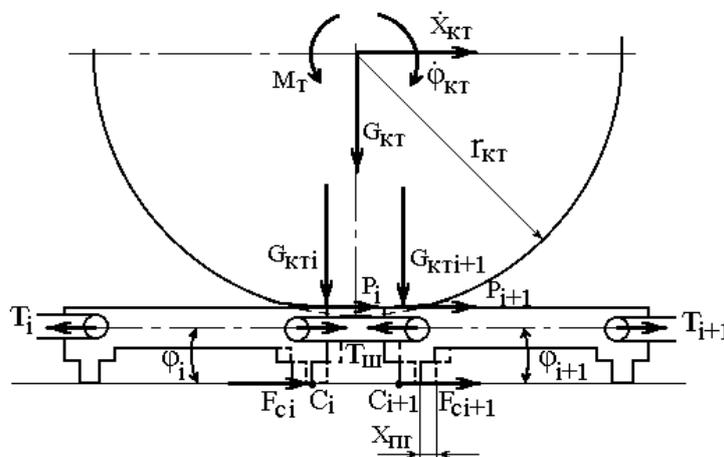


Рис. 1. Плоская модель взаимодействия смежных траков при качении одиночного катка
 Fig. 1. Flat model of adjacent tracks interaction at single roller rocking

После того как линия действия нормальной силы $G_{км}$ перейдет через кромку C_{i+1} , опираясь на которую поворачивается трак $i+1$, последний займет устойчивое положение. Кромка C_{i+1} скользит обратно – происходит буксование. Уменьшение величины угла ϕ_{i+1} между опорной поверхностью и траком $i+1$ резкое. Таким образом, возникает смещение опорной ветви гусеницы. На смежные звенья действуют возникающие из-за приложенной по длине контактного пятна вертикальные результирующие силы $G_{кмi}$ и $G_{кмi+1}$ (см. рис. 1).

Если протяженность пятна контакта значительно превышает величину зазора между траками, происходит иной механизм взаимодействия. В тот момент, когда начинается плавный поворот трака $i+1$ против часовой стрелки, трак i еще находится в устойчивом положении, он прижат к грунту силой $G_i > G_{i+1}$. После этого трак $i+1$ разворачивается по часовой стрелке, при этом кромка грунтозацепа C_{i+1} скользит по основанию, преодолевая силу F_{mi+1} . Далее трак $i+1$ резко опускается, и кромка C_{i+1} скользит в противоположном направлении. Затем трак i резко поворачивается по часовой стрелке. В это время трак $i+1$ находится в устойчивом положении и нагружен силой $G_{i+1} > G_i$. В результате происходит буксование кромки C_i . Затем угол ϕ_i плавно уменьшается – происходит юз кромки. Таким образом, из-за наличия эластичной шины на катке, суммарного перемещения $x_{пе}$, ни положительного, ни отрицательного, под действием изменяющихся вертикальных нагрузок не наблюдается.

Из вышеизложенных рассуждений следует, что величина смещения опорной ветви $x_{пе}$ зависит от углов поворота траков, которые, в свою очередь, находятся в зависимости от величины зазора между смежными траками, геометрических параметров траков, протяженности пятна контакта шины катка.

Протяженность пятна контакта, в частности длина большей оси эллипса (рис. 2), на основании экспериментальных данных может приниматься для машин различных типов равной 80-100 мм, либо для более точных результатов вычисляется при любой нагрузке на каток по формуле

$$f_w^* = 0,9\delta[(9H_w^2 P_{cm}^2 \kappa_n^2 \kappa_p) / (32r_{км} b_w^2 E_w^2 m^2)]^{1/3}, \quad (5)$$

где f_w^* – максимальная деформация шины в центре пятна контакта, м; δ – коэффициент, учитывающий влияние деформируемого основания:

$$\delta = \frac{1}{[1 + (H_\delta E_w) / H_w E_\delta]^{1/3}},$$

где H_δ – толщина беговой дорожки обрешиненного трака, м; H_w – высота массива шины, м; E_w – модуль сжатия шины, МПа,

$$E_w = [2 + 0,35 b_w / H_w] E_{pw},$$

где E_{pw} – модуль сжатия резины шины, МПа; E_δ – модуль сжатия беговой дорожки, МПа; P_{cm} – статическая нагрузка на каток, Н:

$$P_{cm} = \kappa_1 [g(0,5m_M - L_{оп} \rho_2) + T_0] / n_{ок},$$

где κ_1 – эмпирический коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по борту МКД; $L_{оп}$ – длина опорной поверхности, м; ρ_e – погонная масса гусеницы, кг/м; T_0 – усилие предварительного натяжения, Н; $n_{ок}$ – число опорных катков по одному борту МКД; κ_n – коэффициент перегрузки шин катка; κ_p – поправочный коэффициент, учитывающий изменение формы массива шины при изменении поперечного радиуса:

$$\kappa_p = [E_{pш} b_{ш} H_{ш} m / P_{cm}]^{1/3},$$

$r_{км}$ – внешний радиус катка (шины), м; $b_{ш}$ – ширина шины, м; m – число шин в катке.

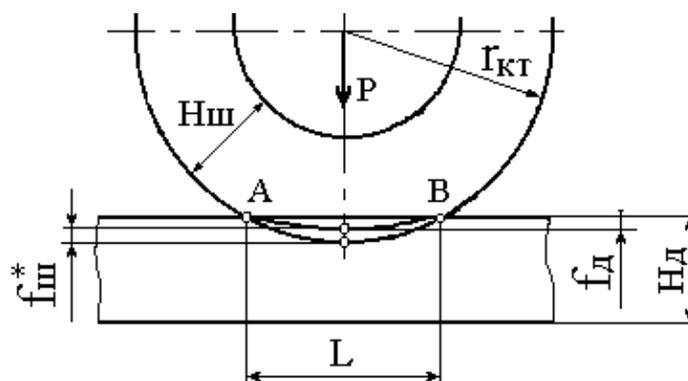


Рис. 2. Схема упругой шины катка
Fig. 2. Scheme of the roller elastic tire

В результате приведенных зависимостей по аналогии с моделью эластичного колеса математическая модель гусеничного движителя примет вид

$$\dot{x}_{ек} + \dot{x}_{пе} - s_{ск} \cdot r_{ек} \cdot \dot{\phi}_{ек} = 0. \quad (6)$$

Форма записи модели гусеничного движителя, максимально приближенная к форме модели эластичного колеса, позволяет наглядно рассматривать совместную работу разнотипных движителей при движении МКД. Если рассматривать работу движителей в кинематической связи с машиной, то для предотвращения возникновения циркуляции мощности между движителями в уравнения (1) и (6) необходимо ввести величину кинематического рассогласования [5].

Основным фактором, под влиянием которого формируется кинематическое рассогласование в замкнутом контуре трансмиссии МКД, является разность радиусов качения ведущих колес и гусениц, определяющая разность линейной скорости ведущих осей колесного и гусеничного движителей. Опыт показывает, что радиус качения колеса с эластичной шиной зависит от величины и направления нормальных, боковых и тангенциальных сил, действующих на колесо, давления воздуха в шине и условий движения. Радиус же жесткого в тангенциальном направлении движителя, катящегося по твердой опорной поверхности, остается практически неизменным и не зависит от величины тангенциальной силы.

Таким образом, если в трансмиссии нет специального кинематического рассогласования, то при движении МКД эластичный движитель тангенциальной силой тяги не нагружается. Всю тангенциальную силу, необходимую для преодоления сил сопротивления движению всей машины, воспринимает жесткий движитель.

В дальнейшем, по мере нарастания силы сопротивления движению, тангенциальная нагрузка на жесткий движитель будет возрастать до тех пор, пока этот движитель не перейдет в режим буксования. В этом случае избыток тангенциальной силы будет восприниматься эластичным движителем.

Допустим, что $\delta_{эд}$ – коэффициент скольжения эластичного движителя и линейная скорость его при движении без проскальзывания равна $V_{0эд}$; $\delta_{жд}$ – коэффициент скольжения жесткого движителя и линейная скорость его при движении без проскальзывания равна $V_{0жд}$, то

$$V_{эд} = V_{0эд}(1 - \delta_{эд}), \quad V_{жд} = V_{0жд}(1 - \delta_{жд}). \quad (7)$$

Так как оба движителя находятся в кинематической связи с корпусом машины, то их скорости равны. Из этих рассуждений следует:

$$\begin{aligned} V_{эд}(1 - \delta_{эд}) &= V_{жд}(1 - \delta_{жд}), \\ \frac{V_{0эд}}{V_{0жд}} &= \frac{1 - \delta_{эд}}{1 - \delta_{жд}} = i_p, \end{aligned} \quad (8)$$

где i_p – кинематическое рассогласование.

С учетом величины кинематического рассогласования i_p уравнения связей колесного (1) и гусеничного (6) движителей примут следующий вид:

$$i_p \cdot \dot{x} + \dot{x}_n - K_{сж} \cdot r_0 \cdot \dot{\phi}_к = 0, \quad (9)$$

$$i_p \cdot \dot{x}_{вк} + \dot{x}_{пг} - s_{ск} \cdot r_{вк} \cdot \dot{\phi}_{вк} = 0. \quad (10)$$

Данная форма моделей колесного и гусеничного движителей обеспечивает воспроизведение режимов работы трансмиссии под действием кинематического рассогласования, определяемого движением МКД.

Список литературы

1. Купцов В.М. Исследование совместной работы движителей с различной тангенциальной эластичностью: дис. ... канд. техн. наук. – М., 1967. – 292 с.
2. Юрушкин Г.А. К вопросу о совместной работе гусеничного и колесного движителей в активных поездах [Текст] / Г.А. Юрушкин // Тр. НИИ-21. – Л. – 1958. – № 2. – С. 28-32.
3. Чудаков Е.А. Циркуляция мощности в системе бездифференциальной тележки с эластичными колесами [Текст] / Е.А. Чудаков. – М.: Изд-во АН СССР, 1947. – 58 с.
4. Хачатуров А.А. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель [Текст] / А.А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
5. Медведев Е.В. Введение кинематического рассогласования в привод машин с комбинированным типом движителя [Текст] / Е.В. Медведев, А.А. Бердников // Науч. вестник. – Челябинск. – 2003. – Вып. 16. – С. 13-16.

Сведения об авторах: Кукушкин Игорь Николаевич, доцент;
Манухин Александр Алексеевич, доцент, e-mail: v.semynin@yandex.ru.

УДК 678.5 : 536.2.022

Н.В. Островская

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

РАЗРАБОТКА И НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО МАТЕРИАЛА, СОДЕРЖАЩЕГО ПЛАСТИК

Разработан теплоизоляционный материал, полученный из использованных упаковок «Tetra Pak» (Tetra Brik). Проведены низкотемпературные исследования материалов, содержащих пластик, с целью дальнейшего их применения в качестве теплоизоляции для холодильной и криогенной техники.

Ключевые слова: теплоизоляционный материал, пластик, криогенные температуры.

N.V. Ostrovskaya

DEVELOPMENT AND RESEARCHES AT LOW TEMPERATURES OF THE MATERIAL CONTAINING PLASTIC

It is developed thermal isolation the material received from used packings «Tetra Pak» (Tetra Brik). Are carried out(spent) researches at low temperatures of the materials containing plastic, with the purpose of their further application in quality thermal isolation material for refrigerating and cryogenic engineering.

Key words: thermal isolation material, plastic, cryogenic temperatures.

В настоящее время производится большое количество продукции, упакованной в современные материалы, содержащие пластик. Потребительский спрос на такую продукцию достаточно велик, но затем упаковка оказывается на городских свалках. В связи с недопустимостью сжигания пластмассы во всем мире проводятся исследования по утилизации данного вида отходов. Получение новых материалов из вторичного сырья – весьма актуальная задача [1-4].

Переработка использованных пакетов из-под пищевых продуктов, в большей степени из-под напитков, всемирно известной фирмы «Tetra Pak» целесообразна в теплоизоляционные материалы, так как данный вид упаковки имеет многослойную структуру и отличные изоляционные показатели. Для переработки подходит упаковка всех разновидностей: Tetra Brik, Tetra Rex, Tetra Fino и т.д.

Рассмотрим упаковку фирмы «Tetra Pak» (Tetra Brik), которая представляет собой многослойную структуру, содержащую слои пластика, картона и тонкий металлизированный слой (рис. 1).

Если данную упаковку измельчить в дробильном аппарате, то нарушается структура многослойного материала. Измельченные кусочки имеют рваные ворсистые края, на поверхности массы преимущественно появляется картон (рис. 2). Спрессовать такой материал, например, в форме плиты, можно только под большим давлением и с обязательной связующей добавкой.

Чтобы получить материал более высокого качества, с улучшенными теплоизоляционными свойствами, необходимо измельчить его не с помощью дробления, а нарезкой на мелкие кусочки (квадратики, ромбики, полоски и др.). В этом случае сохраняется структура первоначального материала (рис. 3). Затем кусочки (в данном случае сторона квадратного кусочка составляет 3-6 мм) прессуются под небольшим давлением (не больше 2 кг/см²) при нагреве 115-200 °С. Температура и давление подбираются эксперименталь-

но. Прессование изделия происходит в пластиковой оболочке, преимущественно полиэтиленовой. При плохом склеивании кусочков в общую массу добавляется пластик (полиэтилен, полиэтилентерефталат, реже – полипропилен и др.). Если на сторонах материала «Tetra Pak» был первоначально относительно утолщенный слой пластика, то склеивающей добавки в общую массу нарезанных кусочков класть не обязательно. В этом случае склеивание происходит подобно ламинированию.



Рис. 1. Внешний и внутренний вид упаковки «Tetra Pak» (Tetra Brik)
Fig. 1. External and an interior of packing «Tetra Pak» (Tetra Brik)

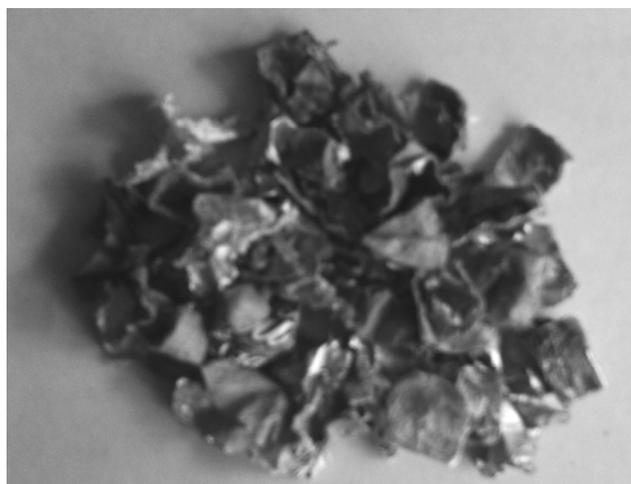


Рис.2. Материал пакетов «Tetra Pak», измельченный в дробильном аппарате
Fig. 2. A material of packages «Tetra Pak», crushed in the crushing device

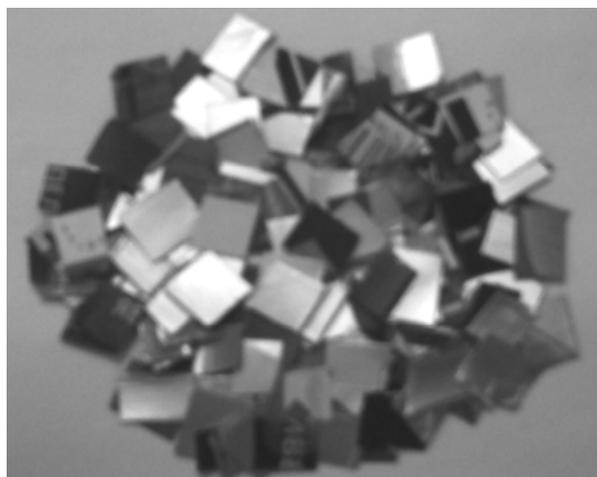


Рис.3. Материал пакетов «Tetra Pak», нарезанный на небольшие кусочки
Fig. 3. A material of packages «Tetra Pak», cut on small slices

На рис. 4. показан образец теплоизоляционного материала, изготовленного из отходов пакетов «Tetra Pak» по предлагаемой технологии.

Особенностью данного образца теплоизоляционного материала является то, что он имеет улучшенные теплоизоляционные свойства за счет получения в процессе формирования вакуумных полостей (рис. 5). Коэффициент теплопроводности теплоизоляционного изделия $\lambda = 0,2 \pm 0,05 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

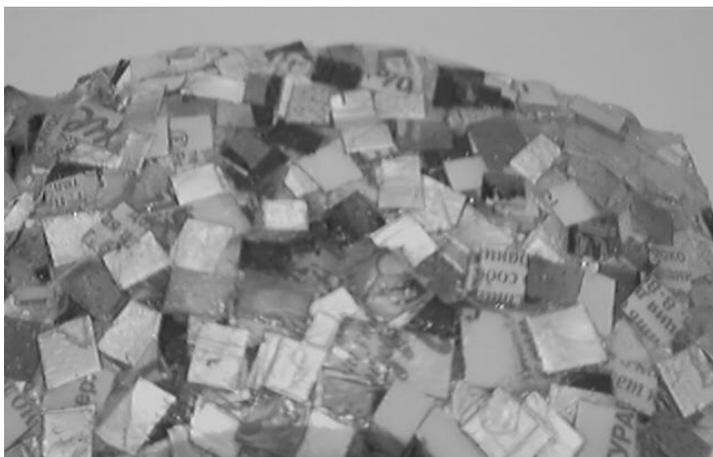


Рис.4. Теплоизоляционный материал, изготовленный из отходов пакетов «Tetra Pak»
Fig. 4. A material for the thermal isolation, made of waste products of packages «Tetra Pak»

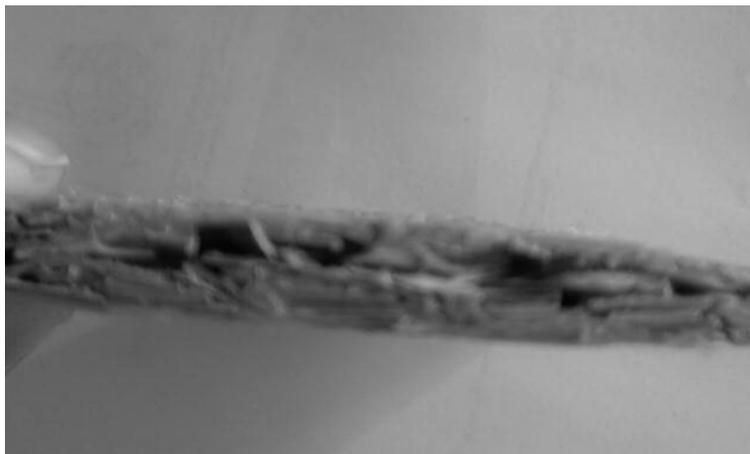


Рис. 5. Поперечный разрез теплоизоляционного материала с полостями, которые после теплового формирования и последующего остывания вакуумируются
Fig. 5. A transverse incision of a material for thermal isolation with cavities which after thermal formation and the subsequent cooling are made vacuum

Полученный материал можно использовать в качестве изоляции для холодильной и криогенной техники, так как он удовлетворяет требованиям по эффективности.

Эффективную теплопроводность приближенно определяют [5, 6] по формуле

$$\lambda_{эф} = \lambda_г + \lambda_{из} + \lambda_m,$$

где $\lambda_г$ – теплопроводность остаточного газа (вакуума); $\lambda_{из}$ – теплопроводность излучения; λ_m – теплопроводность твердого тела и зон контакта.

В данном случае λ_m уменьшена за счет зон контакта между склеивающимися кусочками, покрытыми пластиком – материалом с малым коэффициентом теплопроводности.

$\lambda_{из}$ уменьшена за счет применения прослоек из тонких слоев металлизированного материала (например, алюминия), который используется в технике для отражения электромагнитного излучения (инфракрасного теплового излучения).

Эффективная же изоляция в целом уменьшена за счет получения в данном теплоизоляционном материале вакуумных полостей с уменьшенной теплопроводностью $\lambda_г$, так как известно, что теплопроводность вакуума самая малая по сравнению с теплопроводностью других материалов.

При изготовлении теплоизоляционных изделий в результате склеивания маленьких кусочков из нарезанного материала пакетов «Tetra Pak» структура многослойности материала не меняется. Многослойный материал, из которого сделаны пакеты «Tetra Pak», сам по себе является хорошим теплоизоляционным материалом, плюс к нему добавляются вакуумные полости.

Вакуумные полости получаются при остывании формованного изделия, в массе которого образовались воздушные (газовые) полости, за счет неровностей между кусочками склеивающегося нарезанного материала. При формовании изделия используется небольшое давление прессования, нужное только для получения формы изделия и обеспечения герметичности.

Воздушные (газовые) герметичные полости после остывания материала до комнатной температуры вакуумируются. Согласно известному закону $pV = RT$ при $V = \text{const}$, $R = \text{const}$, уменьшение температуры T ведет к уменьшению давления p , следовательно, образовавшиеся полости при небольшом давлении склеивания будут содержать газ при пониженном давлении, т.е. вакуум.

Отличительным признаком полученного теплоизоляционного материала является то, что в предлагаемом способе возможно формование не только блоков и плит, но и изделий различных форм (сегментов, труб, коробов и т.д.), что даёт возможность использовать полученные изделия в качестве не только строительного материала, но и теплоизоляционного материала в холодильной и криогенной технике.

Были проведены низкотемпературные исследования материала пакетов «Tetra Pak», нарезанного на небольшие кусочки, а также полученного из них теплоизоляционного материала (рис. 6). Образцы помещались в ёмкость с кипящим жидким азотом температурой $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$. Затем выдержанные при низкой температуре образцы сравнивались с исходными образцами. Никаких изменений обнаружено не было, из чего можно сделать вывод о возможности применения данного теплоизоляционного материала для холодильной техники. Нарезанные же кусочки пакетов «Tetra Pak» также при погружениях в жидкий азот не изменили своей структуры, что даёт право предлагать использовать их вместо порошков в порошково-вакуумной теплоизоляции [7], которая обычно используется для криогенных резервуаров.

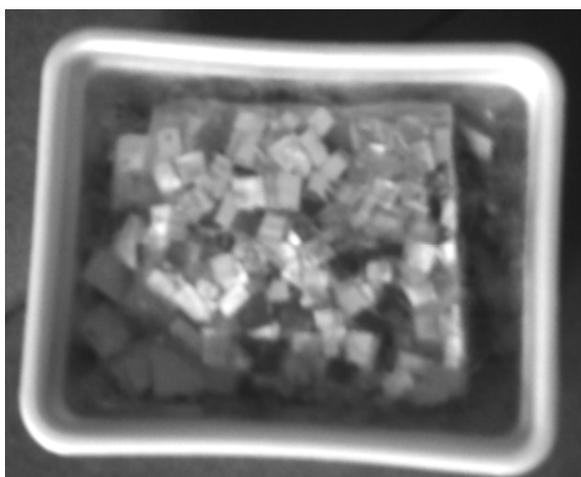


Рис. 6. Образец теплоизоляционного материала, сделанного из отходов пакетов «Tetra Pak», помещенный в кипящий жидкий азот

Fig. 6. A sample of a material for the thermal isolation, made of waste products of packages «Tetra Pak», placed in boiling liquid nitrogen

Перспектива переработки отходов «Tetra Pak» (отходов, содержащих пластик) обеспечит экологическую безопасность и позволит получить как строительные, так и теплоизоляционные материалы, которые найдут своё применение в холодильной и криогенной технике.

Список литературы

1. Зорина Л.Г. Экологическое значение утилизации пластмассовых материалов [Текст] / Л.Г. Зорина, Н.В. Островская, В.Г. Добржанский // Новейшие технологии в системе интеграционных процессов территорий стран АТР: доклады Первого междуна- р. инвестиционного конгресса. – Владивосток: ДВГМА, 2000. – С. 105-106.
2. Zorina L.G., Ostrovskaya N.V., Mayorov I.S., Iarmolenko T.O. Ecological Prospects Utilization of Plastic Mass [Текст] / The 13-th Scientific Symposium of Shenyang Institute of Chemical Technology and Bilateral Symposium Between China – Russia. Abstr. of papers. 2000. – P. 2. China.
3. Зорина Л.Г. Утилизация пластических масс [Текст] / Л.Г. Зорина, Н.В. Остров- ская // Роль науки, новой техники и технологий в экономическом развитии регионов: материалы Дальневост. инновационного форума с междуна- р. участием. – Хабаровск: ХГТУ, 2003. – Ч. 2. – С. 115-116.
4. Островская Н.В. Сбор и переработка бытовых отходов, содержащих пластиче- ские массы [Текст] / Н.В. Островская // Промышленные и бытовые отходы: проблемы хранения, захоронения, утилизации, контроля: сб. ст. XI Междуна- р. науч.-практ. конф. – Пенза: АНОО «Приволжский Дом знаний», 2007. – С. 39-42.
5. Архаров А.М. Криогенные системы. Основы проектирования аппаратов и уста- новок [Текст] / А.М. Архаров, В.П. Беляков, Е.И. Микулин, В.Г. Пронько, Э.Ф. Шур- гальский. – М.: Машиностроение, 1987. – 536 с.
6. Архаров А.М. Криогенные системы. Основы теории и расчета. [Текст] / А.М. Ар- харов, И.В. Марфенина, Е.И. Микулин. – М.: Машиностроение, 1988. – 464 с.
7. Беляков В.П. Криогенная техника и технология [Текст] / В.П. Беляков. – М.: Энергоиздат, 1982. – 272 с.

Сведения об авторе: Островская Надежда Владимировна, кандидат технических наук, доцент, e-mail: nvo88@mail.ru.

УДК 637.56.031

А.А. Тушко¹, С.А. Повесьма²

¹Институт технологии и бизнеса, 692900,
г. Находка, ул. Дальняя, 14

²Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

МАЛОГАБАРИТНЫЙ РАЗДЕЛОЧНЫЙ АГРЕГАТ

Предложена конструкция малогабаритной разделочной линии для обработки маломерных и средних рыб. Все технологические процессы от подачи рыбы из бункера через виброориентатор в рабочие секции рыбообделочного агрегата механизированы. В работе описаны конструкции и принципы действия основных элементов конструкции агрегата.

Ключевые слова: разделочный агрегат, виброориентатор.

A.A. Tushko, S.A. Povesma SMALL-SIZE FISH-CUTTING MACHINE

The construction of small size fish cutting line of processing small or medium size fish has been offered. All technological processes from fish supply from bunker via vibroorientator to work chambers of fish-cutting machine are mechanized. The constructions and operational principles of the machine main parts are also described in the current work.

Key words: cutting machine, vibroorientator.

Один из трудоемких процессов при обработке рыбы – разделка, на которой занято 25-30 % и более производственных рабочих, загружающих рыбу в технологические машины вручную или обрабатываемых ее вручную. Наиболее механизированные разделочные линии представляют собой набор разделочных машин в основном транспортного типа с теоретической производительностью до 240 рыб в минуту, соединенных между собой системой промежуточных транспортеров.

Созданные агрегаты с механизированной загрузкой малопроизводительны, имеют значительные габариты и ненадежны в работе [1].

В рыбообрабатывающей промышленности имеются все предпосылки для совершенствования существующих и создания новых агрегатов. Создаваемая техника должна иметь высокую производительность и удачную компоновку. При ее создании особое внимание следует уделить технологическому транспортированию рыбы, синхронизации работы устройств, входящих в агрегат, безопасности и удобству обслуживания.

На основании изучения опыта отечественных и зарубежных конструкторов нами предложена принципиально новая схема рыбообделочного агрегата. В данной схеме используются роторные рыбообделочные модули и принцип деления порции рыбы, подаваемой на виброориентатор, на два технологических потока – движение рыбы влево и вправо головой вперед.

Основными элементами агрегата являются загрузочный элеватор-транспортер с бункером, горизонтальный виброориентатор, наклонные плоские гравитационные желобки, роторные рыбообделочные модули. Принципиальная схема агрегата приведена на рис. 1.

Загрузочный элеватор-транспортер [2] выполняет следующие функции:

- производит равномерную загрузку в каждый желобок ориентатора не более 4-5 рыб, при этом они располагаются по высоте в два слоя;
- обеспечивает интервал между загрузками для схода всей порции рыбы.

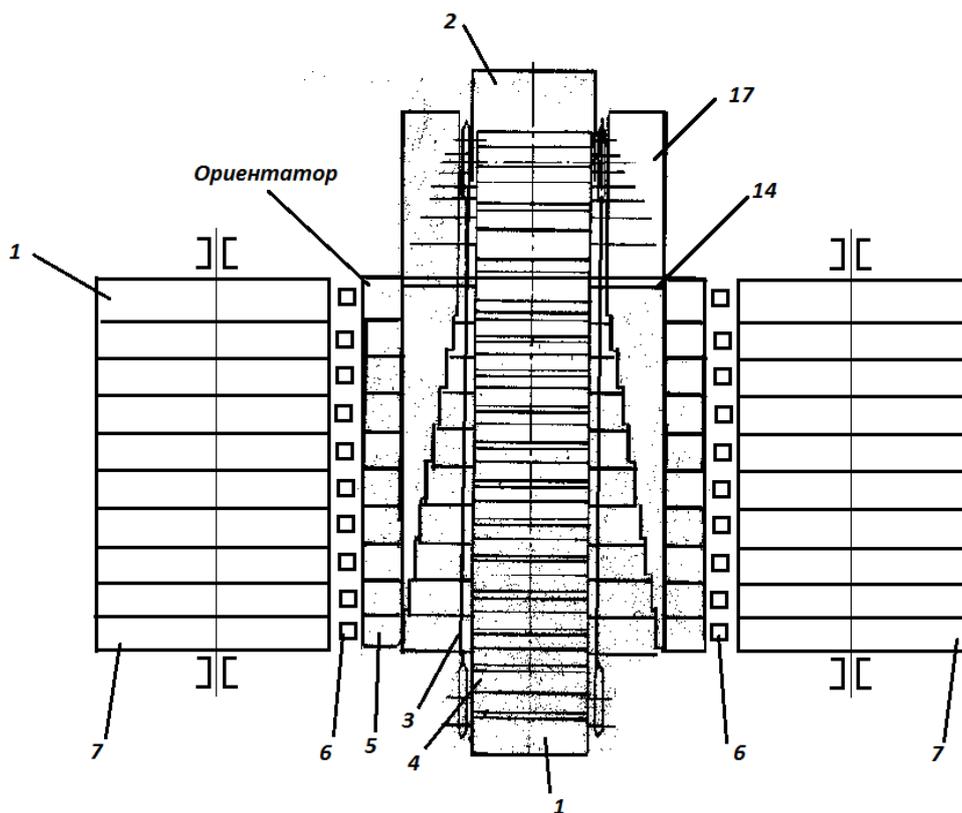


Рис. 1. Схема малогабаритного разделочного аппарата: 1 – загрузочный элеватор-транспортер; 2 – бункер; 3 – цепь конвейера; 4 – ковши, 5 – ориентатор; 6 – гравитационный лоток; 7 – рыборазделочный модуль

Fig. 1. Scheme malogabpritnogo of cutting device: 1 – feeding elevator, conveyor; 2 – Silo; 3 – chain conveyors; 4 – buckets; 5 – tracker; 6 – gravitational tray; 7 – ryborazdelochny module

Он состоит из ковшового элеватора 1 и бункера 2. Элеватор имеет прямолинейный участок 3 и наклонный участок 4 (рис. 2). Его верхняя ветвь на прямолинейном участке расположена над желобками ориентатора, а нижняя – под желобками. Тяговый орган выполнен в виде двух параллельных цепей.

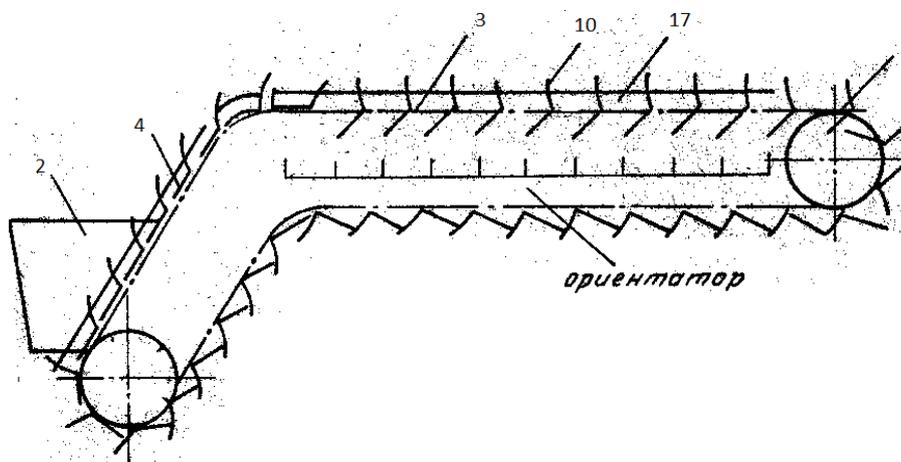


Рис. 2. Вид элеватора-транспортера спереди
Fig. 2. Type of elevator-conveyor in front

Все ковши элеватора разделены на группы, количество ковшей которых равно количеству желобков ориентатора. Ковши имеют на боковых стенках штыри. По обе стороны элеватора установлены направляющие, на которых скользят ролики штырей. Штыри с роликами на ковшах имеют различную длину. Штыри на первом ковше самые длинные, а на последнем – самые короткие, при этом длина штырей на каждом последующем ковше группы меньше длины штырей предыдущего ковша минимум на ширину ролика.

Направляющие имеют ступенчатые вырезы. Количество ступенек на одну меньше, чем количество желобков ориентатора. Ширина вырезов по ступенькам уменьшается последовательно: от первого крайнего желобка до последнего - минимум на половину ролика, а глубина выреза равна ширине желоба. В последующей группе ковшей длина штырей также изменяется последовательно, как и в первой.

Загрузочное устройство работает следующим образом.

Ковш элеватора 1, последовательно проходя через бункер 2, захватывает определенное количество рыб. Размеры ковша позволяют поместиться в нем нескольким рыбам в продольном положении относительно ковша. Излишки рыбы будут сыпаться вниз, так как угол наклона подъема элеватора на наклонном участке превышает угол естественного откоса рыбы. При достижении первым ковшем группы положения крайнего желоба все ковши опрокидываются, так как ролики, укрепленные на штырях, одновременно соскальзывают с направляющих, а ковши закреплены шарнирно на осях. Опрокидывание ковшей осуществляется назад, так как центр тяжести ковшей со штырями смещен.

При развороте ковшей рыбы переходит в продольном направлении в желоба ориентатора. При дальнейшем перемещении ориентатора первая группа ковшей уходит из зоны желобов ориентатора и через десять ковшей подходит следующая группа из десяти ковшей, которые также опрокидываются одновременно.

Виброориентатор представляет собой горизонтально колеблющуюся плоскость с набором желобков (в данном случае 10 шт.), которые совершают горизонтальное колебание от кривошипно-шатунного механизма. С целью уравнивания колеблющейся массы ориентатор по ширине разделяется на две равные части (по пять желобков в каждой). При этом их привод осуществляется в противофазе в индивидуальных кривошипно-шатунных механизмах.[3]

Рыборазделочный модуль (рис. 3) состоит [1] из загрузочного приспособления 1, горизонтально установленных в опорах рамки 2 роторов, расположенных по окружности вращения приспособлений 3 и 4 для фиксации головок и хвостовых плавников, виброножей для отрезания соответственно голов и хвостовых плавников, приспособления 7 для удаления внутренностей, водяных коллекторов 8 и 9.

Загрузочное приспособление состоит из барабана 25 и прижимного упора 26. На барабане 25 закреплены подающие иглы 27.

Операционная рамка 2 ротора состоит из обоймы закрепленных на осях трубчатых носителей, выполненных по форме поперечного сечения рыбы, стяжных и фиксирующих болтов.

Рыборазделочный модуль работает следующим образом. Ориентированная вперед рыба с виброориентатора и плоских гравитационных желобков подается на загрузочное приспособление до пружинного устройства 26 и выстраивается в ряд. В момент остановки операционной рамки 2 против загрузочного приспособления 1 барабан иглами подает ряд рыб в трубчатые носители операционной рамки головой до упора в приспособление для фиксации голов. При вращении операционной рамки 2 приспособление 3 также поворачивается, и головы рыбы отрезаются виброножом 5.

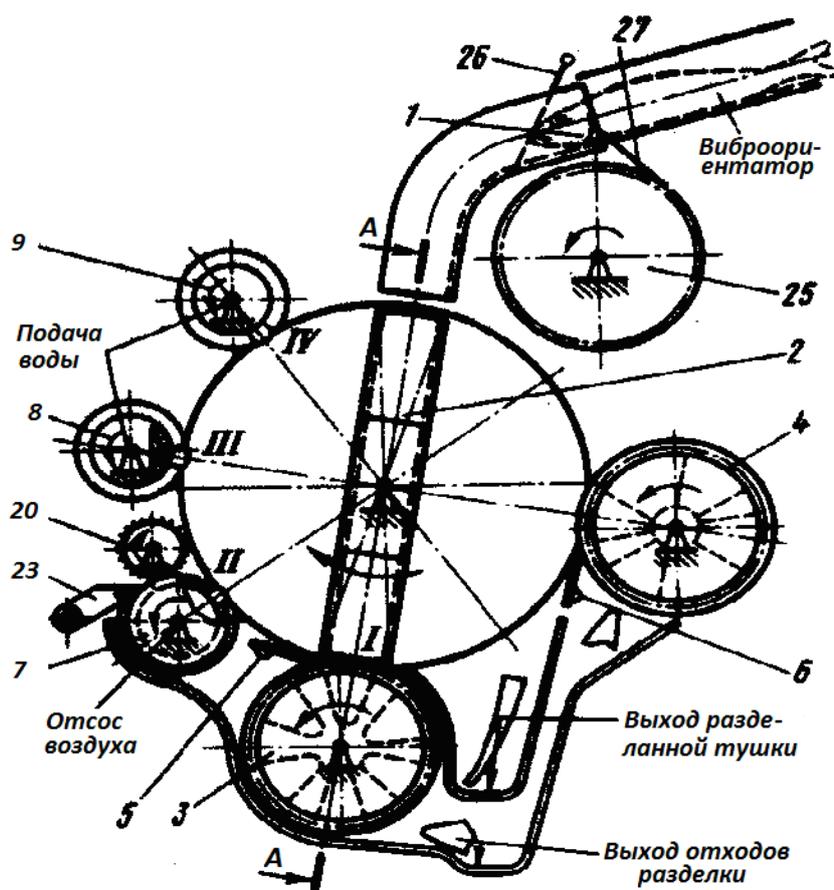


Рис. 3. Принципиальная схема роторной разделочной машины
Fig. 3. Schematic diagram of rotary cutting machines

При дальнейшем вращении рамки 2 трубчатые носители совпадают с отверстиями барабанного вакуум-коллектора 27 приспособления 7 для удаления внутренностей, рамка 2 останавливается и происходит отсос внутренностей. При последующем вращении рамки 2 трубчатые носители совпадают с водяным коллектором, рамка 2 останавливается и происходит промывка брюшной полости. Рыбе струей воды сообщается поступательное движение в сторону приспособления 4 для фиксации хвостовых плавников. При дальнейшем повороте рамки 2 и приспособления 4 происходит отрезание хвостовых плавников виброножом 6.

При последующем совмещении трубчатых носителей и рамки 2 с водяным коллектором рамка 2 останавливается и рыба водой выталкивается в рыбосборный лоток. Далее рамка занимает исходное положение.

Производительность загрузочного элеватора-транспортера равна

$$Q_{з.у} = i \cdot \frac{\bar{x} \cdot v}{t},$$

где i – число желобков ориентатора; \bar{x} – среднее число рыб в ковше; v – линейная скорость элеватора-транспортера; t – шаг между ковшами.

Среднее число рыб в ковше (1, 2, 3, ...) зависит от объема ковша и морфометрических характеристик рыбы.

Лимитирующей операцией в рассматриваемом агрегате является скорость движения рыбы по горизонтальному виброориентатору. Вычисление скорости перемещения по ориентатору базируется на известных числовых значениях коэффициентов трения, которые не всегда могут быть определены с достаточной точностью.

В случае осуществления режима с двумя мгновенными остановками в периоде колебания необходимо знать значение коэффициентов трения f_2 – при движении рыбы головой вперед и f_x – при движении рыбы хвостом вперед. При других режимах колебания появляется еще два коэффициента трения – коэффициент трения покоя при движении рыбы головой вперед и коэффициент трения покоя при движении рыбы хвостом вперед. Методика расчета трудоемка и описана в монографии Ю.В. Поспелова [1]. Однако из-за сложности правильного определения коэффициентов трения действительная скорость перемещения рыбы отличается от реальной, что показано нами в ходе экспериментальных исследований.

В связи с этим достоверным значением является опытное определение скоростей перемещения рыбы, которое проводится на экспериментальном вибрационном стенде при различных значениях амплитудных и частотных колебаний.

Для получения математической зависимости скорости перемещения рыбы использовалось планирование полнофакторного эксперимента ПФЭ 2^2 [4].

Для процесса перемещения рыбы по горизонтальной виброплоскости с параметрами колебаний - небольшая амплитуда [$A = (3\div 6) \cdot 10^{-3}$ м] и значительные частотные колебания ($\omega > 10$ Гц) - получены следующие расчетные уравнения:

- для сайры

$$v_1 = 0,524 - 64,8A - 0,042 \omega + 7,68A \cdot \omega \text{ [м/с]},$$

- для скумбрии

$$v_2 = 0,269 - 28,6A - 0,02 \omega + 4,8A \cdot \omega \text{ [м/с]}.$$

При другом уровне планирования экспериментов: значительные амплитуды [$A = (7\div 25) \cdot 10^{-3}$ м] и небольшие частотные колебания ($\omega < 10$ Гц) – расчетные зависимости имеют вид:

- для сайры

$$v_3 = 0,438 - 53,6A - 0,048 \omega + 7,9A \cdot \omega \text{ [м/с]},$$

- для скумбрии

$$v_4 = 0,335 - 41,2A - 0,03 \omega + 5,6A \cdot \omega \text{ [м/с]}.$$

Для выполнения дальнейших технологических операций необходимо, чтобы рыба двигалась по технологической поверхности ориентатора со скоростью не менее 0,1 м/с. Установлено, что это достигается для дальневосточных рыб (сайра, скумбрия, песчанка) при вибрационном перемещении по гладкой смоченной поверхности из нержавеющей стали при переносном ускорении технологической плоскости более 15 м/с^2 .

В предлагаемой схеме предусмотрено использование гравитационных лотков. Рассмотрим скольжение рыбы по плоскости, угол наклона к горизонту которой больше угла трения рыбы. Допустим, что технологическая плоскость наклонена под углом $\alpha = 30^\circ$.

Скольжение рыбы по плоскости характеризуется уравнением

$$v = g (\sin\alpha - f\cos\alpha) t + c,$$

где v – скорость скольжения рыбы, f – коэффициент трения при скольжении рыбы головой вниз, t – время, c – постоянная интегрирования, т.е. скорость схода рыбы с виброориентатора.

Допустим, что скорость схода рыбы $v = 0,15$ м/с.

Скорость подачи рыбы в рамку рыбообразного агрегата при $t = 0,15$ с

$$v = g (\sin 30^\circ - f\cos 60^\circ) 0,1 + 0,15 = 0,44 \text{ м/с.}$$

Для сайры, по данным ТИПРО, кинетический коэффициент трения равен 0,347 [1].

Промысловая длина сайры составляет 215÷290 мм [1].

Производительность одного ручья загрузочного устройства

$$Q_p = \frac{v}{t} = \frac{0,44}{0,4} = 1,1 \text{ рыб/с,}$$

где t – шаг между рыбами в загрузочном устройстве.

Промысловая длина сайры 215÷290 мм, по данным ТИПРО [1]. Принимаем в расчет шаг, равный 400 мм.

Производительность агрегата

$$Q = 2Q_p \cdot m = 2 \cdot 1,1 \cdot 10 \cdot 60 = 1320 \text{ рыб/мин.}$$

Число оборотов ротора

$$n = \frac{Q}{m} = \frac{610}{10} = 61 \text{ об/мин.}$$

На основании изложенного можно сделать следующие выводы. При использовании двухпоточной ориентации рыбы на горизонтальной виброплоскости и роторных рыбообразных машинах достигается значительный рост производительности рыбообразной техники с существенным уменьшением производственных площадей, необходимых для установки соответствующего оборудования.

Список литературы

1. Поспелов Ю.В. Механизированные разделочные машины рыбообрабатывающих производств [Текст] / Ю.В. Поспелов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 188 с.
2. Тушко А.А. Комплексная механизация сортирования рыбы по размерам // Науч. тр. Дальрыбвтуза. – Владивосток. Дальрыбвтуз, 1996. – Вып. 8. – С. 150-155
3. А.с 799832 СССР. Вибромашина / А.А. Тушко, Ю.В. Поспелов; опубли. в БИ, 1981. – Бюл. № 4. – 2 с.
4. Грачев Ю.П. Математические методы планирования экспериментов [Текст] / Ю.П. Грачев. – М.: Пищ. пром-сть, 1979. – 198 с.

Сведения об авторах: Тушко Александр Андреевич, кандидат технических наук, доцент, e-mail: andr62@mail.ru;

Повесьма Степан Александрович, студент, e-mail: stepan5337@mail.ru.