

данной меры отчетливо видна на примере машин черт. 126.00.00.000 №1 и №2, карьер Мурунтау, р. Узбекистан;

- от наличия дренажных отверстий в металлоконструкции (примером может служить постоянное скопление влаги в отеках базы отвалообразователей);

- от технологических особенностей условий работы машины: так, руда, транспортируемая отвалообразователем черт. 126.00.00.000, № 1, проходит постоянное смачивание в целях уменьшения запыленности;

- от качества изготовления металлоконструкций.

Иллюстрации состояния исследуемых металлоконструкций приведены на рис. 3-7.

Величина коррозионного повреждения несущей металлоконструкции отвалообразователей ОШС-4000/125, черт. 126.00.00.000, №1 и №2 и ОШС-4000/125, черт. 152.00.00.000, с учетом условий эксплуатации – слабоагрессивная среда, категория А (табл. 9) и скорости коррозии, полученной экспериментальным путем, допускает их дальнейшую эксплуатацию с проведением регулярных осмотров не реже одного раза в неделю, и планового инструментального обследования через 4 года.

Заключение. Методика и результаты проведенных исследований коррозионного утонения элементов отвалообразователей ОШС-4000/125 конструкции и производства ОАО «Азовмаш» являются частью комплекса расчетно-экспериментальных исследований машин данного типа. При этом они являются базой экспериментальных данных, служащих в качестве опорных для последующего расчетного определения несущей способности и остаточного ресурса силовых элементов высоконагруженных машин, подверженных действию коррозионного износа.



Рис. 3. Отвальная консоль, пилон и жесткие горизонтальные тяги (ОШС черт.152.00.00.000)



Рис. 4. Узлы сочленения фермы (карманы). Приемная консоль (ОШС черт. 126.00.00.000)



Рис. 5. Вода в полостях базы (ОШС черт. 126.00.00.000)



Рис. 6. Налипание грунта на металлоконструкции в связи с постоянным смачиванием (ОШС черт. 126.00.00.000)



Рис. 7. Замеры толщины по балкам ходовым, зачищено место на участке механического сужения в связи с воздействием ролика и на свободном участке (ОШС черт. 126.00.00.000)

Центрального рудоуправления Навоийского горно-металлургического комбината, Мариуполь 2007 г. 7. *ОТЧЕТ* № 470-07/3-10 Исследование технического состояния металлоконструкции отвалообразователя ОШС-4000/125 зав. №2 собственности Центрального рудоуправления Навоийского горно-металлургического комбината, Мариуполь 2007 г. 8. *ОТЧЕТ* №1 Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС-4000/125 зав. №1, Мариуполь 2011 г. 9. *ОТЧЕТ* №2 Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС-4000/125 зав. №2, Мариуполь 2011 г.

Поступила в редколлегию 20.09.11

УДК 621.833

С.В. ШЕВЧЕНКО, к.т.н., доц. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля,
В.П. ШИШОВ, д.т.н., проф. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля,
Е.А. МАЗНЕВ, к.т.н., доц. каф. ЛПП ВНУ им. В. Даля,
П.Н. ТКАЧ, к.т.н., доц. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск

СИНТЕЗ ЧЕРВЯЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ЗАДАННОЙ ЛОКАЛИЗАЦИЕЙ КОНТАКТА

Вкладено результати дослідження, присвяченого синтезу черв'ячної пари із точковим контактом в експлуатаційному зацепленні.

Приведены результаты исследований, посвященных синтезу червячной пары с точечным контактом в эксплуатационном зацеплении.

Results of the research devoted to synthesis of worm pair with dot contact in an operation linkage are explained.

Постановка проблемы. Пространственные передачи зацеплением и в их числе червячные на протяжении последних десятилетий неизменно входят в состав механических приводов большинства машин различного назначения, во многом определяя их качественные показатели. Поэтому задача повышения нагрузочной способности и долговечности таких передач является актуальной и может быть отнесена к проблеме многокритериальной оптимизации машиностроительных конструкций [1].

Анализ литературы. Одним из эффективных способов повышения работоспособности является локализация контакта. Переход от линейчатого контакта к локализованному является актуальной задачей, так как это позволяет снизить чувствительность червячных передач к погрешностям изготовления и деформациям. В конечном итоге, передачи с точечным контактом рабочих поверхностей имеют преимущества по нагрузочной способности и КПД.

Локализованный контакт в червячном зацеплении может быть достигнут двумя способами:

- созданием линии контакта, форма и (или) длина которой отличается от традиционной линии контакта;
- заменой линейчатого контакта на точечный, который в результате упругих деформаций соприкасающихся поверхностей принимает форму площадки, близкой к эллиптической.

Номинальный точечный контакт сопряженных поверхностей червячной пары можно обеспечить различными способами. Один из них, технологически очень простой, был предложен в [2]. Особенность его заключается в том, что реализация точечного контакта не требует новых исходных контуров червяка и фрезы, а также изменений в существующей технологии изготовления червячной пары. В станочном зацеплении здесь взаимодействуют архимедова фреза (ZA) и нарезанные ею зубья колеса (GA), а в эксплуатационном зацеплении с этими зубьями входят в контакт витки эвольвентного червяка (ZJ). Так как ZJ , будучи «вложенным» в ZA , соприкасается с последним по винтовой линии, то в зацеплении $[ZJ+GA]$ контакт между ними будет не по линии, а в точках. Анализ такого контактирования в первом приближении рассмотрен в работе [3].

Как уже было отмечено, точечный контакт поверхностей, рассматриваемый в физическом смысле, то есть с учетом упругих свойств витков и зубьев, представляет собой эллиптическую площадку. Управлять размерами этого эллипса в передачах [2, 3] не представляется возможным.

Цель статьи. Синтезировать профиль червяка, витки которого имели бы геометрически точечный контакт с зубьями колеса GA при заданной степени локализации физического контакта.

1. Исходные данные. Исходной величиной для решения этой задачи был принят коэффициент эллиптичности $K_{\text{э}}$ физического контакта синтезируемого червяка ZF и зубьев колеса GA : $K_{\text{э}} = a/b$, где a , b – большая и малая полуоси эллипса соответственно.

После подстановки выражений для a и b [4] получим зависимость для $K_{\text{э}}$ в развернутом виде:

$$K_{\text{э}} = \sqrt{\frac{\chi_I + \chi_{II} - k_{2I} - k_{2II} + \sqrt{(\chi_I - \chi_{II})^2 + (k_{2I} - k_{2II})^2} - 2(\chi_I - \chi_{II})(k_{2I} - k_{2II})\cos 2\sigma}{\chi_I + \chi_{II} - k_{2I} - k_{2II} - \sqrt{(\chi_I - \chi_{II})^2 + (k_{2I} - k_{2II})^2} - 2(\chi_I - \chi_{II})(k_{2I} - k_{2II})\cos 2\sigma}}$$

Здесь χ_I и χ_{II} – первая (χ_I) и вторая (χ_{II}) главные кривизны синтезируемой поверхности витков червяка ZF в точке контакта с зубьями колеса GA ; k_{2I} и k_{2II} – первая (k_{2I}) и вторая (k_{2II}) главные кривизны поверхности GA в точке контакта с поверхностью ZF ; σ – угол между главными направлениями ZF и GA с кривизнами χ_I и k_{2I} соответственно.

2. Определение главных кривизн χ_I и χ_{II} . Витки червяка ZF являются геликоидом, уравнение которого в параметрической форме имеет вид:

$$X = f_1 \cdot \cos v; Y = f_1 \cdot \sin v; Z = P \cdot v + f_3(f_1); \quad (1)$$

где f_1 , v – независимые переменные; $f_3 = f_3(f_1)$ – искомая функция осевого профиля витков ZF .

Главные кривизны поверхности (1) находятся с использованием коэффициентов 1-й и 2-й квадратичных форм [5]:

$$\chi_{I,II} = \frac{-t_2 \pm \sqrt{t_2^2 - 4t_1 \cdot t_3}}{2t_1},$$

где $t_1 = E \cdot G - F^2$; $t_2 = ED'' + G \cdot D - 2F \cdot D'$; $t_3 = D \cdot D'' - (D')^2$.

Коэффициенты 1-й квадратичной формы поверхности ZF : $E = 1 + \dot{f}_3^2$; $F = P \cdot \dot{f}_3$; $G = f_1^2 + P^2$; $h = \sqrt{P^2 + (1 + \dot{f}_3^2) \cdot f_1^2}$. Коэффициенты 2-й квадратичной формы поверхности ZF : $D = \frac{f_1 \cdot \ddot{f}_3}{h}$; $D' = \frac{-P}{h}$; $D'' = \frac{f_1^2 \cdot \dot{f}_3}{h}$. Принятые здесь обозначения: $\dot{f}_3 = df_3/df_1$; $\ddot{f}_3 = d^2 f_3/df_1^2$; $P = r_1 \cdot \text{tg } \gamma$ – параметр червяка ZF ; (r_1 и γ – делительный радиус и делительный угол подъема витков ZF).

3. Определение главных кривизн k_{2I} и k_{2II} . В станочном зацеплении $[ZA+GA]$ фреза ZA является огибаемой поверхностью, а зубья колеса GA – огибающими поверхностями. Поэтому параметры более сложных в математическом описании поверхностей GA выразим через более простую поверхность ZA , уравнение которой зададим в параметрическом виде:

$$X_1 = u \cdot \cos \alpha_u \cdot \cos v; Y_1 = u \cdot \cos \alpha_u \cdot \sin v; Z_1 = P \cdot v - u \cdot \sin \alpha_u;$$

где u , v – независимые переменные; α_u – угол осевого профиля червяка ZA

на делительном цилиндре (константа).

Главные кривизны $k_{2I,II}$ на зубьях колеса GA определяются известной формулой Б.О. Родрига [4]:

$$k_{2I,II} = \frac{\dot{e}_{r2}}{V_{r2}},$$

где \dot{e}_{r2} – скорость конца орта нормали для точки контакта на зубе GA ; V_{r2} – скорость точки контакта на поверхности зуба GA ; индексы I и II обозначают главные направления на GA .

Используя кинематический метод, связывающий \dot{e}_{r2} и V_{r2} с \dot{e}_{r1} и V_{r1} , получим развернутые зависимости для \dot{e}_{r2} и V_{r2} :

$$\dot{e}_{r2} = \left[\left(\dot{e}_{xu} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{e}_{xv} \cdot \frac{dv}{dt} - w_2 \cdot e_{1z} - w_1 \cdot e_{1y} \right)^2 + \left(\dot{e}_{yu} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{e}_{yv} \cdot \frac{dv}{dt} + w_1 \cdot e_{1x} \right)^2 + \left(\dot{e}_{zu} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{e}_{zv} \cdot \frac{dv}{dt} - w_2 \cdot e_{1z} - w_1 \cdot e_{1y} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (2)$$

$$V_{r2} = \left\{ \left(\dot{X}_{1u} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{X}_{1v} \cdot \frac{dv}{dt} - Y_1 - Z_1 \cdot \frac{\cos \phi_1}{U_{12}} \right)^2 + \left(\dot{Y}_{1u} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{Y}_{1v} \cdot \frac{dv}{dt} + X_1 + Z_1 \cdot \frac{\sin \phi_1}{U_{12}} \right)^2 + \left[\dot{Z}_{1u} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{Z}_{1v} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{(X_1 \cdot \cos \phi_1 - Y_1 \cdot \sin \phi_1 + a_w)}{U_{12}} \right]^2 \right\}^{0,5}. \quad (3)$$

Параметры a_w , U_{12} , w_1 являются константами и берутся из обычного инженерного расчета червячной передачи. Угол поворота ϕ_1 червяка ZF является переменной величиной и задается с требуемым шагом в пределах полного оборота ZF .

Частные производные координат ZF и орта нормали к ней определяются выражениями:

$$\begin{cases} \dot{X}_{1u} = \frac{\partial X_1}{\partial u} = \cos \alpha_u \cdot \cos v; & \dot{X}_{1v} = \frac{\partial X_1}{\partial v} = -u \cdot \cos \alpha_u \cdot \sin v; \\ \dot{Y}_{1u} = \frac{\partial Y_1}{\partial u} = \cos \alpha_u \cdot \sin v; & \dot{Y}_{1v} = \frac{\partial Y_1}{\partial v} = u \cdot \cos \alpha_u \cdot \cos v; \\ \dot{Z}_{1u} = \frac{\partial Z_1}{\partial u} = -\sin \alpha_u; & \dot{Z}_{1v} = \frac{\partial Z_1}{\partial v} = P. \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{e}_{xu} = \frac{\partial e_x}{\partial u} = \frac{\dot{n}_{xu} \cdot n - n_x \cdot \dot{n}_u}{n^2}; & \dot{e}_{xv} = \frac{\partial e_x}{\partial v} = \frac{\dot{n}_{xv}}{n}; \\ \dot{e}_{yu} = \frac{\partial e_y}{\partial u} = \frac{\dot{n}_{yu} \cdot n - n_y \cdot \dot{n}_u}{n^2}; & \dot{e}_{yv} = \frac{\partial e_y}{\partial v} = \frac{\dot{n}_{yv}}{n}; \\ \dot{e}_{zu} = \frac{\partial e_z}{\partial u} = \frac{\dot{n}_{zu} \cdot n - n_z \cdot \dot{n}_u}{n^2}; & \dot{e}_{zv} = \frac{\partial e_z}{\partial v} = 0. \end{cases}$$

Здесь

$$n = \sqrt{P^2 + u^2} \cdot \cos \alpha_u; \quad \dot{n}_u = u \cdot \cos \alpha_u / \sqrt{P^2 + u^2};$$

$$\begin{cases} \dot{n}_{xu} = (\sin \alpha_u \cdot \cos v + P \cdot \sin v) \cdot \cos \alpha_u; \\ \dot{n}_{yu} = (\sin \alpha_u \cdot \sin v - P \cdot \cos v) \cdot \cos \alpha_u; \\ \dot{n}_{zu} = \cos^2 \alpha_u. \\ \dot{n}_{xv} = (P \cdot \cos v - u \cdot \sin \alpha_u \cdot \sin v) \cdot \cos \alpha_u; \\ \dot{n}_{yv} = (P \cdot \sin v + u \cdot \sin \alpha_u \cdot \cos v) \cdot \cos \alpha_u. \end{cases}$$

Производные du/dt и dv/dt , входящие в зависимости (2) и (3), определяют главные направления I и II на ZF и находятся из условия коллинеарности векторов \vec{e}_{r1} и \vec{V}_{r1} [4]:

$$\frac{\dot{e}_{r1x}}{V_{r1x}} = \frac{\dot{e}_{r1y}}{V_{r1y}} = \frac{\dot{e}_{r1z}}{V_{r1z}}. \quad (4)$$

Из трех равенств, входящих в соотношение (4), используем любые два (третье, как известно, будет являться тождеством). В результате значения du/dt и dv/dt – это корни системы двух квадратных уравнений:

$$\begin{cases} (\dot{e}_{xu} \cdot \dot{Z}_{1u} - \dot{e}_{zu} \cdot X_{1u}) \left(\frac{du}{dt} \right)^2 + \dot{e}_{xv} \cdot \dot{Z}_{1v} \left(\frac{dv}{dt} \right)^2 + (\dot{e}_{xu} \cdot \dot{Z}_{1v} + \dot{e}_{xv} \cdot \dot{Z}_{1u} - \dot{e}_{zu} \cdot X_{1u}) \left(\frac{du}{dt} \cdot \frac{dv}{dt} \right) = 0; \\ (\dot{e}_{yu} \cdot \dot{Z}_{1u} - \dot{e}_{zu} \cdot Y_{1u}) \left(\frac{du}{dt} \right)^2 + \dot{e}_{yv} \cdot \dot{Z}_{1v} \left(\frac{dv}{dt} \right)^2 + (\dot{e}_{yu} \cdot \dot{Z}_{1v} + \dot{e}_{yv} \cdot \dot{Z}_{1u} - \dot{e}_{zu} \cdot Y_{1v}) \left(\frac{du}{dt} \cdot \frac{dv}{dt} \right) = 0. \end{cases}$$

4. Определение угла σ . Искомое значение угла σ находится из уравнения [4] $\operatorname{tg} \sigma = \frac{V_{rF(II)} + V_{12F(II)}}{V_{rF(I)} + V_{12F(I)}}$, которое содержит проекции скорости точки

контакта по поверхности ZF на ее главные направления – $V_{rF(I,II)}$, а также проекции на те же направления скорости относительного движения звеньев передачи $[ZF+GA] – V_{12F(I,II)}$.

Для поверхности ZF , заданной уравнениями (1):

$$V_{rF} = \sqrt{\left(\dot{X}_f \cdot \frac{df_1}{dt} + \dot{X}_v \cdot \frac{dv}{dt}\right)^2 + \left(\dot{Y}_f \cdot \frac{df_1}{dt} + \dot{Y}_v \cdot \frac{dv}{dt}\right)^2 + \left(\dot{Z}_f \cdot \frac{df_1}{dt} + \dot{Z}_v \cdot \frac{dv}{dt}\right)^2}. \quad (5)$$

Если значения df_1/dt и dv/dt определить для I -го и II -го главных направлений на ZF , то найденная по формуле (5) скорость будет давать искомые значения $V_{rF(I,II)}$.

Требуемые величины df_1/dt и dv/dt находятся, как и для червяка ZA , из условия коллинеарности векторов \vec{e}_{rF} и \vec{V}_{rF} . В результате, опуская преобразования, система двух квадратных уравнений, из которых определяются df_1/dt и dv/dt , соответствующие I -му и II -му главным направлениям на ZF , имеет вид:

$$\begin{cases} (\dot{e}_{Fxf} \cdot \dot{f}_3 - \dot{e}_{Fxf} \cdot \cos v) \cdot (df_1/dt)^2 + P \cdot \dot{e}_{Fzv} \cdot (dv/dt)^2 + \\ + (P \cdot \dot{e}_{Fxf} + \dot{e}_{Fzv} \cdot \dot{f}_3 + \dot{e}_{Fzf} \cdot f_1 \cdot \sin v) \cdot [(df_1/dt) \cdot (dv/dt)] = 0; \\ (\dot{e}_{Fyf} \cdot \dot{f}_3 - \dot{e}_{Fyf} \cdot \sin v) \cdot (df_1/dt)^2 + P \cdot \dot{e}_{Fyv} \cdot (dv/dt)^2 + \\ + (P \cdot \dot{e}_{Fyf} + \dot{e}_{Fyv} \cdot \dot{f}_3 - \dot{e}_{Fzf} \cdot f_1 \cdot \cos v) \cdot [(df_1/dt) \cdot (dv/dt)] = 0. \end{cases}$$

Здесь

$$\begin{cases} \dot{e}_{Fxf} = \frac{\dot{n}_{Fxf} \cdot n_F - n_{Fx} \cdot \dot{n}_{Ff}}{n_F^2}; & \dot{e}_{Fzv} = \frac{\dot{n}_{Fzv}}{n_F}; \\ \dot{e}_{Fyf} = \frac{\dot{n}_{Fyf} \cdot n_F - n_{Fy} \cdot \dot{n}_{Ff}}{n_F^2}; & \dot{e}_{Fyv} = \frac{\dot{n}_{Fyv}}{n_F}; \\ \dot{e}_{Fzf} = \frac{n_F - n_{Fz} \cdot \dot{n}_{Ff}}{n_F^2}; & \dot{e}_{Fzv} = 0. \end{cases}$$

Модуль нормали, проекции нормали и их производные определяются следующими соотношениями:

$$n_F = \sqrt{P^2 + f_1^2 \cdot (1 + \dot{f}_3^2)}; \quad \dot{n}_{Ff} = 2f_1 \cdot \frac{\dot{f}_3 \cdot (\dot{f}_3 + f_1 \cdot \ddot{f}_3) + 1}{\sqrt{P^2 + f_1^2 \cdot (1 + \dot{f}_3^2)}}.$$

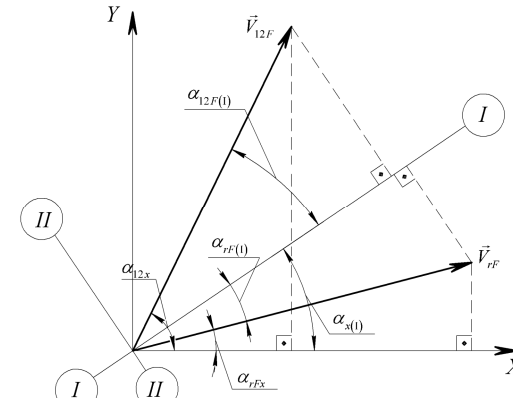


Рис. Схема к расчету модуля относительной скорости движения

$$\begin{cases} \dot{n}_{Fxf} = -(\dot{f}_3 + f_1 \cdot \ddot{f}_3) \cdot \cos v; \\ \dot{n}_{Fzv} = P \cdot \cos v + f_1 \cdot \dot{f}_3 \cdot \sin v; \\ \dot{n}_{Fyf} = -(\dot{f}_3 + f_1 \cdot \ddot{f}_3) \cdot \sin v; \\ \dot{n}_{Fyv} = P \cdot \sin v - f_1 \cdot \dot{f}_3 \cdot \cos v. \end{cases}$$

Расчеты $V_{12F(I)}$ иллюстрирует схема рисунка, на которой показана взаимосвязь этого параметра с V_{rF} и главными направлениями I и II на поверхности ZF в точке контакта.

Из схемы следует, что

$$V_{12F(I)} = V_{12F} \cdot \cos \alpha_{12F(I)}.$$

Модуль относительной скорости движения звеньев $[ZF+GA]$ в системе координат $\{X, Y, Z\}$:

$$V_{12F} = \frac{1}{U_{12}} \left[\left(Y \cdot U_{12}^2 + Z \cdot \cos \phi_1 \right)^2 + \left(X \cdot U_{12}^2 + Z \cdot \sin \phi_1 \right)^2 + \left(X \cdot \cos \phi_1 - Y \cdot \sin \phi_1 + a_w \right)^2 \right]^{0,5}.$$

Входящий в V_{12F} угол поворота червяка ϕ_1 выражается через независимые переменные $[f_1, v]$ червяка ZF , для чего используется уравнение зацепления пары $[ZF+GA]$: $\vec{n}_F \cdot \vec{V}_{12F} = 0$, которое в развернутом виде определяется зависимостью:

$$\begin{aligned} & - (P \cdot \sin v - f_1 \dot{f}_3 \cos v) \cdot (Y \cdot u_{12} + Z \cdot \cos \phi_1) - \\ & - (P \cdot \cos v - f_1 \dot{f}_3 \sin v) \cdot (X \cdot u_{12} + Z \cdot \sin \phi_1) + \\ & + f_1 (X \cdot \cos \phi_1 - Y \cdot \sin \phi_1 + a_w) = 0. \end{aligned}$$

Угол $\alpha_{12F(I)}$ между \vec{V}_{12F} и I -м главным направлением на ZF находится непосредственно из схемы:

$$\alpha_{12F(I)} = \alpha_{12x} - \alpha_{x(I)},$$

$$\text{где } \alpha_{12x} = \arccos \left(\frac{V_{12Fx}}{V_{12F}} \right); \quad \alpha_{x(I)} = \alpha_{rF(I)} + \alpha_{rFx} \quad (\text{здесь } V_{12Fx} = Y + \frac{Z \cdot \cos \phi_1}{U_{12}}).$$

$$\text{Углы } \alpha_{rF(I)} \text{ и } \alpha_{rFx} - \alpha_{rF(I)} = \arccos\left(\frac{V_{rF(I)}}{V_{rF}}\right); \quad \alpha_{rFx} = \arccos\left(\frac{V_{rFx}}{V_{rF}}\right).$$

Определив $V_{12F(I)}$ и зная V_{12F} , легко найти вторую проекцию V_{12F} – на Π -е главное направление:

$$V_{12F(\Pi)} = \sqrt{V_{12F}^2 - V_{12F(I)}^2}.$$

Выводы. 1. Рассмотрена задача синтеза червячного зацепления с локализованным контактом сопряженных поверхностей витков червяка ZF и зубьев колеса GA . Зубья колеса образованы в станочном зацеплении с архимедовой фрезой ZA .

2. Решение поставленной задачи сводится к нахождению осевого профиля $f_3 = f_3(f_1)$ червяка ZF по заданному коэффициенту эллиптичности K_3 мгновенной площади контакта червяка ZF и зубьев колеса GA , для чего требуется интегрирование дифференциального уравнения второго порядка $\Phi(f_3, \dot{f}_3, \ddot{f}_3) = 0$.

3. Найденные значения f_3 для различных углов поворота червяка ϕ_1 аппроксимируются некоторой кривой, которая является исходным контуром синтезированного червяка ZF .

Список литературы. 1. *Кіндрацький Б., Сулим Г.* Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // Львів, Машинознавство, 2002, №10(64). – с.26 – 40. 2. А.с. № 904410 СССР МКИ F16H 1/16. Червячная передача / С.В. Шевченко, В.П. Шишов, В.И. Подройко. – 2911046/25-28; Заявл. 21.04.1980; Опубл. в бюл. № 15, 1982. 3. *Шевченко С.В., Ткач П.Н.* Локализация контакта в червячном зацеплении на базе стандартных элементов передачи // Подъемно-транспортная техника. – Днепропетровск, 2010. – № 1. – С. 49-55. 4. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с. 5. *Люкишин В.С.* Теория винтовых поверхностей в проектировании режущих инструментов. – М.: Машиностроение, 1968. – 372 с.

Поступила в редколлегию 20.09.11

СОДЕРЖАНИЕ

А.П. МАРЧЕНКО, А.Л. ГРИГОРЬЕВ, А.А. ЗАРУБИНА, Н.А. ТКАЧУК 90-летие профессора А.А. Грунауэра.....	3
С.А. НАЗАРЕНКО, В.Л. ХАВИН, Н.В. НЕПРАН, Л.П. СЕМЕНЕНКО Основные работы профессора Д. С. Зернова.....	16
И.В. АРТЕМОВ Динамика систем с конечным числом степеней свободы при импульсном нагружении.....	23
И.В. АРТЕМОВ, Е.Н. БАРЧАН, Ю.В. КОСТЕНКО Экспериментальное исследование работы усовершенствованной виброударной машины	46
О.А. ИЩЕНКО, Н.А. ДЕМИНА, А.В. ГРАБОВСКИЙ, А.В. ТКАЧУК Базовые плиты разделительных штампов: напряженно-деформированное состояние с учетом контактного взаимодействия.....	50
И.Н. КАРАПЕЙЧИК, С.Т. БРУЛЬ, В.М. МАЗИН, А.Ю. ВАСИЛЬЕВ Численное моделирование реакции тонкостенной конструкции на действие ударно-волновой нагрузки.....	59
И.Н. КАРАПЕЙЧИК, А.В. ЛИТВИНЕНКО, Г.П. ГЛИНИН, Н.А. ТКАЧУК Базовые экспериментальные исследования автотопливаправщиков: методика, результаты, проектно-технологические рекомендации.....	65
В. И. ЛЯШЕНКО О кинематике машины с приводом маятникового типа и методике его расчета.....	93
Н.Б. НЕГРОБОВА Влияние формы поверхностей контактирующих тел конечных размеров на распределение контактных давлений.....	98
М.М. ПЕКЛИЧ, А.Н. ТКАЧУК, М.М. ПЕКЛИЧ Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния корпуса конвертора на модели из низко модульного материала.....	102
Е.К. ПОСЯТЕНКО, С.С. Д'ЯЧЕНКО, В.Г. ГОНЧАРОВ, М.А. ТКАЧУК, В.М. ШЕРЕМЕТ, О.В. КОХАНОВСЬКА, С.О. КРАВЧЕНКО Число обгрунтування параметрів дискретного зміцнення високонавантажених деталей машин.....	111
А.П. ПОПОВ, Ю.Н. КИПРЕЕВ, О.И. САВЕНКОВ Повышение контактной прочности зубчатых муфт путем модификации зубьев.....	137
В.И. СЕРИКОВ Оценка согласованности элементов кинематической цепи механизмов доставки стандартных грузов.....	148
В. В. СТАВИЦКИЙ, П. Л. НОСКО Определение механического КПД в зубчатом зацеплении с учетом условий эксплуатации.....	152
В. Н. СТРЕЛЬНИКОВ, Ю. В. СТРЕЛЬНИКОВ Получение дифференциальных уравнений удовлетворяющих компонентам вектора смещения ролика передачи с промежуточными телами качения.....	165
Н.Э. ТЕРНЮК, А.И. ПАВЛОВ Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эволютным зацеплением....	172
П.В. ЧУРБАНОВ Анализ коррозионного повреждения элементов несущих металлоконструкций отвалобразователей ОШС-4000/125 производства ОАО «Азовмаш».....	175
С.В. ШЕВЧЕНКО, В.П. ШИШОВ, Е.А. МАЗНЕВ, П.Н. ТКАЧ Синтез червячного зацепления с заданной локализацией	184