

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89

Лев И. ЧУГРЕЕВ

Московский горный институт

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ УСИЛИЙ В СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРАХ
С ДВУМЯ КОНЦЕВЫМИ ПРИВОДАМИ

Резюме. В докладе рассматривается автоколебания рабочего органа и приводов двухприводных скребковых конвейеров, возникающих в период эксплуатации. Приводятся расчетные формулы на определение параметров конвейера, обеспечивающих минимальные динамические нагрузки на него.

В современных скребковых конвейерах большой длины действующие на механическую систему динамические усилия при установившемся движении в основном определяются автоколебаниями системы.

Автоколебания возникают в механической системе конвейера в связи с изменяющимися в зависимости от скорости движения рабочего органа и груза коэффициентом сопротивления перемещению. Эти колебания распространяются и на приводы конвейера. Частота автоколебаний близка к первой собственной частоте колебаний всей системы, а амплитуды колебаний отдельных элементов определяются местом их положения в системе. Естественно, что амплитуда и частота автоколебаний зависят от параметров конвейера, а также от коэффициента сопротивления перемещению рабочего органа и груза.

При разработке динамической модели конвейера с особой тщательностью должны быть обоснованы принимаемые динамические характеристики элементов конвейера, а сама модель выбираться предельно простой. В то же время она должна правильно отражать те особенности подведения реальной системы, которые подлежат изучению.

Как показывают экспериментальные исследования, при стационарном режиме работы конвейера абсолютное движение механической системы можно рассматривать как суммарное, распадающееся на некоторое усредненное движение (переносное) со средней скоростью конвейера и относительное колебательное движение системы, происходящее около этого движения. Если систему отсчета в конвейере совместить в переносном движении, то в этой новой системе отсчета элементы конвейера будут совершать только колебательные движения. В этом случае динамическая модель конвейера с двумя концевыми приводами преобразуется к виду, показанному на рис. 1.

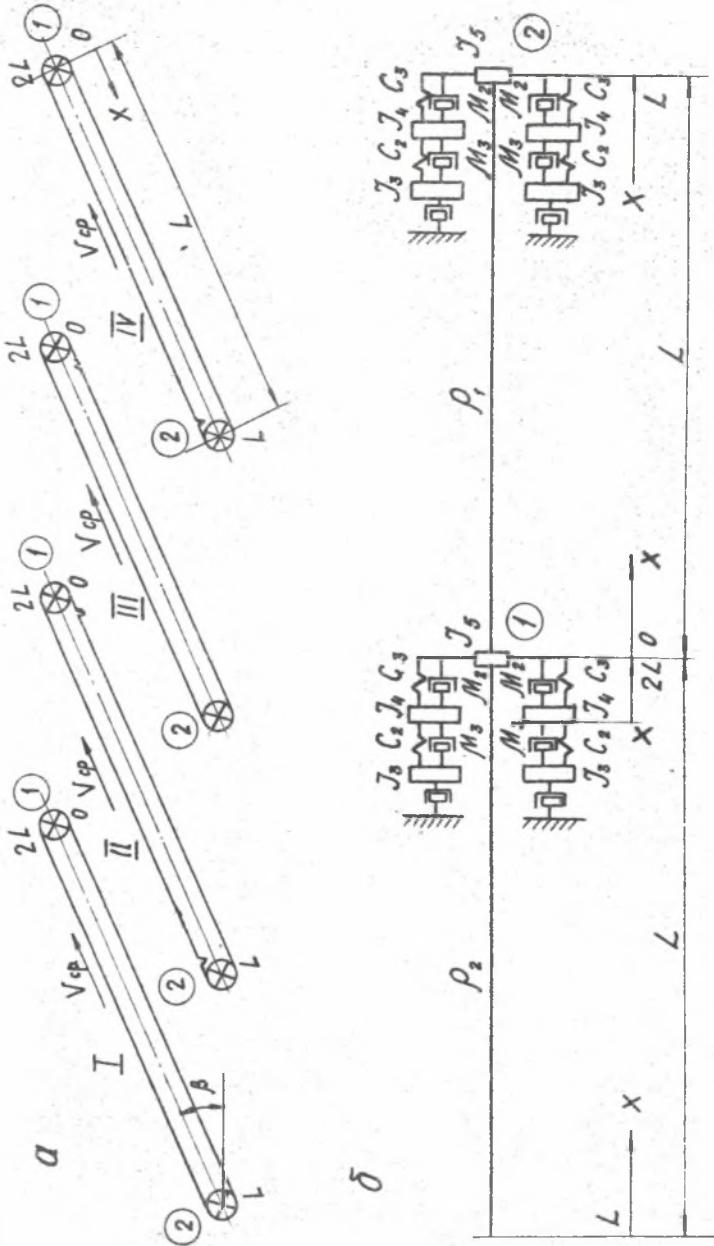


Рис. 1

а) схема нагнужения приводов конвейера, б) динамическая модель конвейера

Исследования показывают, что масса ротора электродвигателя и насосного колеса турбомуфты оказывают весьма слабое влияние на колебательные процессы, возникающие в механической системе. Поэтому при построении динамической системы было принято, что эти элементы движутся в постоянной усредненной скорости и, следовательно, не участвуют в колебательном движении. Уравнения движения механической системы скребкового конвейера с двумя концевыми приводами имеет вид

$$\frac{\partial^2 \bar{v}_1}{\partial t^2} - a_1 \frac{\partial^2 \bar{v}_1}{\partial x^2} = \varepsilon \left[\bar{b}_1 \frac{\partial^3 \bar{v}_1}{\partial x^2 \partial t} - \bar{b}'_1 \frac{\partial \bar{v}_1}{\partial t} + \bar{b}''_1 \left(\frac{\partial \bar{v}_1}{\partial t} \right)^2 - \bar{b}'''_1 \left(\frac{\partial \bar{v}_1}{\partial t} \right)^3 \right]; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \ddot{\Theta}_{3(1,2)} + \bar{b}_{10(1,2)} (\Theta_{3(1,2)} - \Theta_{Y(1,2)}) = \\ & = \varepsilon \left[\bar{b}_{11(1,2)} (\dot{\Theta}_{2(1,2)} - \dot{\Theta}_{3(1,2)}) - \bar{b}_{20} (\dot{\Theta}_{3(1,2)} - \dot{\Theta}_{Y(1,2)}) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \ddot{\Theta}_{Y(1,2)} - \bar{b}_{12(1,2)} (\Theta_{3(1,2)} - \Theta_{Y(1,2)}) = \\ & = \varepsilon \left[\bar{b}_{1Y(1,2)} (\dot{\Theta}_{5(1,2)} - \dot{\Theta}_{Y(1,2)}) + \bar{b}_{21(1,2)} (\dot{\Theta}_{3(1,2)} - \dot{\Theta}_{Y(1,2)}) \right] \\ & \ddot{\Theta}_{5(1)} - b_{15(1)} (\Theta_{Y(1)} - \Theta_{5(1)}) = \varepsilon \left[\bar{b}_{17(1)} (\dot{\Theta}_{Y(1)} - \dot{\Theta}_{5(1)}) + \bar{b}_{16(1)} \sigma_1(1) \right] - \\ & - b_{18(1)} (R_{cp} - \varepsilon \sigma_1(1)) \left. \frac{\partial v_2}{\partial x} \right|_{x=2L} - \left. \frac{\partial v_1}{\partial x} \right|_{x=0}; \\ & \ddot{\Theta}_{5(2)} - \bar{b}_{15(2)} (\Theta_{Y(2)} - \Theta_{5(2)}) = \varepsilon \left[b_{17(2)} (\dot{\Theta}_{Y(2)} - \dot{\Theta}_{5(2)}) + \bar{b}_{16(2)} \sigma_1(2) \right] - \\ & - \bar{b}_{18(2)} (R_{cp} + \varepsilon \sigma_1(2)) \left. \frac{\partial \bar{v}_1}{\partial x} \right|_{x=L}; \end{aligned} \quad (3)$$

В приведенных уравнениях были приняты обозначения:

$$\varepsilon \bar{b}_1 = \frac{\mu'_1}{a_1}; \quad \varepsilon \bar{b}'_1 = A'_1 \bar{e}'_1; \quad \varepsilon \bar{b}''_1 = A''_1 \bar{e}''_1;$$

$$\varepsilon \bar{b}'''_1 = A'''_1 \bar{e}'''_1; \quad b_{10(1,2)} = \frac{C_{2(1,2)}}{I_{3(1,2)}};$$

$$\varepsilon \bar{b}_{11(1,2)} = \frac{i_p^2}{I_{3(1,2)} \nu_{(1,2)}}; \quad \bar{b}_{12(1,2)} = \frac{\bar{C}_{2(1,2)}}{I_{Y(1,2)}};$$

$$\bar{b}_{13(1,2)} = \frac{\bar{C}_{3(1,2)}}{I_{Y(1,2)}}; \quad \varepsilon \bar{b}_{14(1,2)} = \frac{\mu'_2(1,2)}{I_{Y(1,2)}};$$

$$b_{15(1,2)} = \frac{\bar{n}_n \bar{C}_{3(1,2)}}{I_{5(1,2)}}; \quad \bar{b}_{16(1,2)} = \frac{W(1,2)}{I_{5(1,2)}};$$

$$\bar{\epsilon}_{17(1,2)} = \frac{\bar{\mu}_2(1,2)}{\bar{I}_5(1,2)}; \quad \bar{\epsilon}_{18(1,2)} = \frac{E'_0}{\bar{I}_5(1,2)}$$

$$\bar{\epsilon}_{19(1,2)} = \frac{\mu_3(1,2)}{\bar{I}_2(1,2)}; \quad \bar{\epsilon}_{20(1,2)} = \frac{\mu_3(1,2)}{\bar{I}_3(1,2)};$$

$$\bar{\epsilon}_{21(1,2)} = \frac{\mu_3(1,2)}{\bar{I}_4(1,2)}$$

Граничные же условия могут быть определены на основании следующего анализа условий работы конвейера.

В зависимости от предварительного натяжения тяговой цепи и условий загрузки в период работы конвейера возможны четыре случая распределения натяжной тяговой цепи:

1) натяжения сбегающих ветвей рабочего органа выше критического. За критическое натяжение принято минимальное натяжение тягового органа, при котором сумма статических и динамических усилий в цепи не падает до нуля ни в одной из точек замкнутого контура. Этот случай почти не встречается в практике эксплуатации конвейеров;

2) натяжения сбегающих ветвей рабочего органа с приводных устройств ниже критического. Этот случай также почти не встречается при эксплуатации конвейеров;

3) натяжение сбегающей ветви рабочего органа у разгрузочной головки 1 (см. рис. 1) ниже критического, а у хвостового привода 2 - выше критического. Этот случай может встречаться в практике эксплуатации, особенно при установке двух приводных блоков в приводе 1 и одного приводного блока в приводе 2;

4) натяжение в сбегающей с приводного устройства ветви рабочего органа больше критического у разгрузочной головки 1 и меньше критического у хвостового привода 2. Этот случай наиболее часто встречается в практике эксплуатации конвейеров.

При необходимости динамические усилия в механической системе конвейера для условий эксплуатации, определяемых вторым случаем, могут быть определены в соответствии с методиками, предназначенными для расчета динамических сил в одноприводных конвейерах. При этом следует принимать $2L = L$ и каждую ветвь двухприводного конвейера рассматривать как самостоятельный одноприводный конвейер.

Вариант натяжения тяговой цепи (третий случай) при изменении начала отсчета легко сводится к четвертому случаю. Поэтому динамические модели конвейеров, работающих в третьем и четвертом случаях, по существу идентичны. Тогда граничные условия определяются соотношениями

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial \bar{v}_2}{\partial \bar{x}} \right|_{x=L} &= 0, \\ \bar{v}_2 \Big|_{x=2L} &= R_{\text{ср}} \Theta_{5(1)} - \bar{\epsilon} \Delta_{(1)}, \\ \bar{v}_1 \Big|_{x=0} &= R_{\text{ср}} \Theta_{5(1)} - \bar{\epsilon} \Delta_{(1)}, \\ v_2 \Big|_{x=L} &= R_{\text{ср}} \Theta_{5(2)} - \epsilon \Delta_{(2)}, \end{aligned}$$

где $R_{\text{ср}}$ - средний радиус звездочек приводных устройств; $\Theta_{5(1,2)}$ - угловые отклонения от равномерного движения звездочек; $\bar{\epsilon} \Delta_{(1,2)}$ - отклонения от равномерного движения рабочего органа; обусловленные геометрией звездочек.

На основании асимптотического метода Крылова-Боголюбова были получены решения системы уравнений, описывающие колебательные движения механической системы двухприводного скребкового конвейера.

Эти решения позволили разработать методику определения динамических усилий в элементах конвейера. В соответствии с методикой предусматривается определение собственных частот и форм колебаний системы, амплитуды колебаний и динамических сил.

Ниже излагаются этапы расчета, предусматриваемые методикой.

1. Определим частоту собственных колебаний скребкового конвейера:

$$(\bar{B}_1 \bar{B}_2 + \bar{B}_2 \bar{B}_{18} R_{\text{ср}}^2 \beta_2 \text{tg} \beta_2 L) \sin^2 \beta_1 L = \bar{B}_{18}^2 R_{\text{ср}}^2 \beta_1^2; \quad (4)$$

$$\bar{B}_{1,2} = \omega_1^2 \bar{b}_{1(r)} - \bar{B}_{18} R_{\text{ср}}^2 \beta_1 \text{ctg} \beta_1 L; \quad (5)$$

$$\bar{b}_1(r) = 1 - \frac{b_{15}(r) (\omega_1^2 - b_{10} - b_{12})}{\bar{b}_2},$$

$$\beta_1 = \frac{\omega_1}{a_1}; \quad \beta_2 = \frac{\omega_1}{a_2};$$

ω_1 - основная собственная частота колебаний; C_2, C_3 - приведенные коэффициенты жесткости соответственно узла соединения турбинного колеса турбомуфты с редуктором и редуктора приводного блока конвейера; $\bar{I}_3, \bar{I}_4, \bar{I}_5$ - приведенные моменты инерции соответственно турбинного колеса турбомуфты, редуктора и приводного устройства (звездочки); $\bar{n}_{n(r)}$ - количество приводных блоков соответственно в головном ($r = 1$) и хвостовом ($r = 2$) приводах; \bar{E}_C - жесткость рабочего органа конвейера.

Значение \bar{B}_2 принимает в соответствии с равенством

$$\bar{B}_2 = (\omega_1^2 - \bar{B}_{10}) (\omega_1^2 - \bar{B}_{13}) - \bar{B}_{12} \omega_1^2. \quad (6)$$

2. Определим собственные формы колебаний:

$$X_1 = \frac{1}{\sin \beta_1 \underline{L}} \left[R_{cp} \varphi_{5(2)} \sin \beta_1 \bar{x} + \sin \beta_1 (\underline{L} - \bar{x}) \right]; \quad \text{при } 0 \leq \bar{x} \leq \underline{L}; \quad (7)$$

$$X_2 = \frac{\cos \beta_2 (X-L)}{\cos \beta_2 \underline{L}} \quad L \leq \bar{x} \leq 2\underline{L}; \quad (8)$$

$$\varphi_{5(1)} = \frac{1}{R_{cp}}; \quad (9)$$

$$\varphi_{5(2)} = - \frac{\bar{b}_{10} R_{cp} \beta_1}{\underline{E}_2 \sin \beta_1 \underline{L}}; \quad (10)$$

где $\varphi_{5(1)}$, $\varphi_{5(2)}$ - формы колебаний приводных устройств звездочек соответственно для головного и хвостового приводов конвейера.

Значения $\varphi_{3(r)}$ и $\varphi_{4(r)}$ для каждого привода ($r = 1; 2$) определяют по уравнениям

$$\varphi_{3(r)} = \frac{\bar{b}_{13} (\omega_1^2 - \bar{b}_{10})}{\underline{G}_2} \varphi_{5(r)}; \quad (11)$$

$$\varphi_{4(r)} = - \frac{\bar{b}_{13} (\omega_1^2 - \bar{b}_{10})}{\underline{G}_2} \varphi_{5(r)}; \quad (12)$$

3. Амплитуда автоколебаний системы

$$a = \frac{2}{\omega_1} \left[- \frac{\sum_{j=1}^5 \mu_j}{3(\bar{q}_{1=1} e_{1=6}^{\mu_1} + q_{2=2} e_{2=7}^{\mu_2})} \right]^{1/2}; \quad (13)$$

где

$$\mu_1 = q_{1=1} A_1 \left(e_1^1 + \frac{\omega_1^2 \mu_1}{\underline{E}_{O=1} A_1} \right) \int_0^L X_1 \left\{ X_1 - \left[1 - (1 - \varphi_{5(2)} R_{cp}) \frac{X}{\underline{L}} \right] \right\} dx; \quad (14)$$

$$\mu_2 = q_{2=2} A_2 \left(e_2^1 + \frac{\omega_1^2 \mu_2}{\underline{E}_{O=2} A_2} \right) \int_L^{2L} X_2 (X_2 - 1) dx; \quad (15)$$

$$\underline{\mu}_3 = \frac{q_1 \mu_2}{I_{\Sigma 5}} \int_0^L \left\{ \bar{n}_{n(1)} (R_{cp} \varphi_{4(1)}^{-1}) - \frac{\bar{x}}{L} \left[\bar{n}_{n(1)} (R_{cp} \varphi_{4(1)}^{-1}) - \right. \right. \\ \left. \left. - R_{cp} \bar{n}_{n(2)} (\varphi_{4(2)} - \varphi_{5(2)}) \right] \right\} \left\{ x_1 - \left[1 - (1 - \varphi_{5(2)} R_{cp}) \frac{\bar{x}}{L} \right] \right\} d\bar{x}; \quad (16)$$

$$\underline{\mu}_4 = \frac{q_2 R_{cp} \bar{n}_{n(1)} \mu_2}{I_{\Sigma 5}} (\varphi_{4(1)} - \varphi_{5(1)}) \int_{\frac{L}{2}}^{2L} (x_2 - 1) d\bar{x}; \quad (17)$$

$$\underline{\mu}_5 = \frac{1^2}{\sqrt{T}} (\varphi_{3(1)}^2 - \varphi_{3(2)}^2) + \mu_2 \sum_{r=1}^{\bar{n}=2} (\varphi_{5(r)} - \varphi_{4(r)}) \cdot (\bar{n}_{n(r)} \varphi_{5(r)} - \varphi_{4(r)}); \quad (18)$$

$$\underline{\mu}_6 = \int_0^L x_1^3 \left\{ x_1 - \left[1 - (1 - \varphi_{5(2)} R_{cp}) \frac{\bar{x}}{L} \right] \right\}; \quad (19)$$

$$\underline{\mu}_7 = \int_0^{2L} x_2^3 (x_2 - 1) d\bar{x}; \quad (20)$$

$$\underline{A}_i = \frac{q \cos \beta}{C_{n(i)}}; \quad (21)$$

где e_i' , e_i'' - коэффициенты разложения в ряд Тейлора характеристики трения соответственно для порожней ($i = 1$) и груженой ($i = 2$) ветвей конвейера; $C_{n(i)}$ - коэффициент участия груза в колебательном процессе для порожнего участка конвейера ($i = 1$), $C_{n(1)} = 1$, для груженого ($i = 2$) $C_{n(2)} = 0,4-0,65$; q_i - приведенная линейная плотность рабочего органа; i_p - передаточное число редуктора; L - длина конвейера; β - угол наклона конвейера.

4. Амплитуда динамического усилия в тяговом органе конвейера:

$$\underline{A}_{1д} = \frac{\bar{a} \beta_1 E_c}{\sin \beta_1 L} \left[R_{cp} \varphi_{5(2)} \cos \beta_1 \bar{x} - \cos \beta_1 (L - \bar{x}) \right] \quad 0 \leq \bar{x} \leq L; \quad (22)$$

$$\underline{A}_{2д} = - \frac{\bar{a} \beta_2 E_o}{\cos \beta_2 L} \sin \beta_2 (\bar{x} - L) \quad \text{при} \quad L \leq \bar{x} \leq 2L \quad (23)$$

Для иллюстрации соответствия теоретических представлений реальной картины колебаний механической системы конвейера рассмотрим пример расчета динамических усилий в тяговой цепи скребкового конвейера.

Расчет динамических усилий, действующих на систему проведен при следующих исходных данных:

длина конвейера $L = 180$ м; угол наклона лавы $\beta = -8^\circ$; скорость движения конвейера $v_{cp} = 1,12$ м/с; число приводов в конвейере - 2; момент инерции насосного колеса турбомуфты $I_{\Sigma T} = 0,25$ кг м²; приведенный момент инерции редуктора $I_p = 0,061$ кг м; момент инерции приводного

устройства звездочки $\bar{I}_3 = 3,4$ кг м; коэффициенты жесткости редуктора $C_p = 1200$ Н м, а элемента соединения с турбомуфтой $C_c = 10^6$ Н м; средний радиус звездочки $R_{cp} = 0,19$ м; коэффициент вязкого трения редуктора $\bar{M}_p = 14$ Н м с, коэффициент крутизны турбомуфты в период эксплуатации $\nu_T = 0,024$; число приводных блоков в каждом приводе $\bar{n}_n = 2$; принимаемый коэффициент вязкого трения в соединении турбомуфты с редуктором $\mu_T = 0$; приведенная линейная плотность рабочего органа для незагруженного конвейера $q_1 = 20$ кг/м; приведенная жесткость рабочего органа для незагруженного конвейера $E_0 = 4,9 \cdot 10^9$ Н; коэффициенты поглощения в рабочем органе для незагруженного конвейера $\Psi_1 = 0,1$; передаточное число редуктора $i_p = 25$; зависимость коэффициентов сопротивления от скорости движения конвейера в соответствии с данными, полученными ИГТМ АН УССР, показана на рис. 2. Разложение представленной функции f_1 в ряд Тейлора (при $v_{cp} = 1,12$ м/с) позволило определить коэффициенты ряда

$$\bar{e}'_1 = -0,0635; \quad \bar{e}''_1 = -0,0810; \quad \bar{e}'''_1 = 0,4021.$$

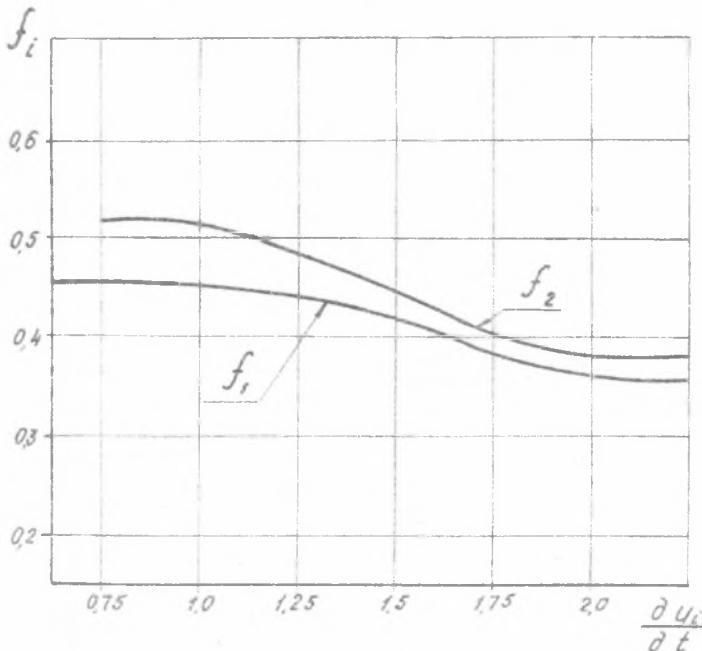


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления перемещению рабочего органа от скорости движения

В рассматриваемом случае количество блоков в головном и хвостовом приводах одинаково и равно $\bar{n}_{n(1)} = \bar{n}_{n(2)} = 2$.

Поэтому $\bar{B}_{15(1)} = \bar{B}_{15(2)}$, $\bar{B}_{1(1)} = \bar{B}_{1(2)}$ и $\bar{a}_2 = \bar{a}_1$ (см. уравнения 4 и 5). Поскольку конвейер не загружен, то $\bar{a}_2 = \bar{a}_1$ м, следовательно, $\beta_2 = \beta_1$.

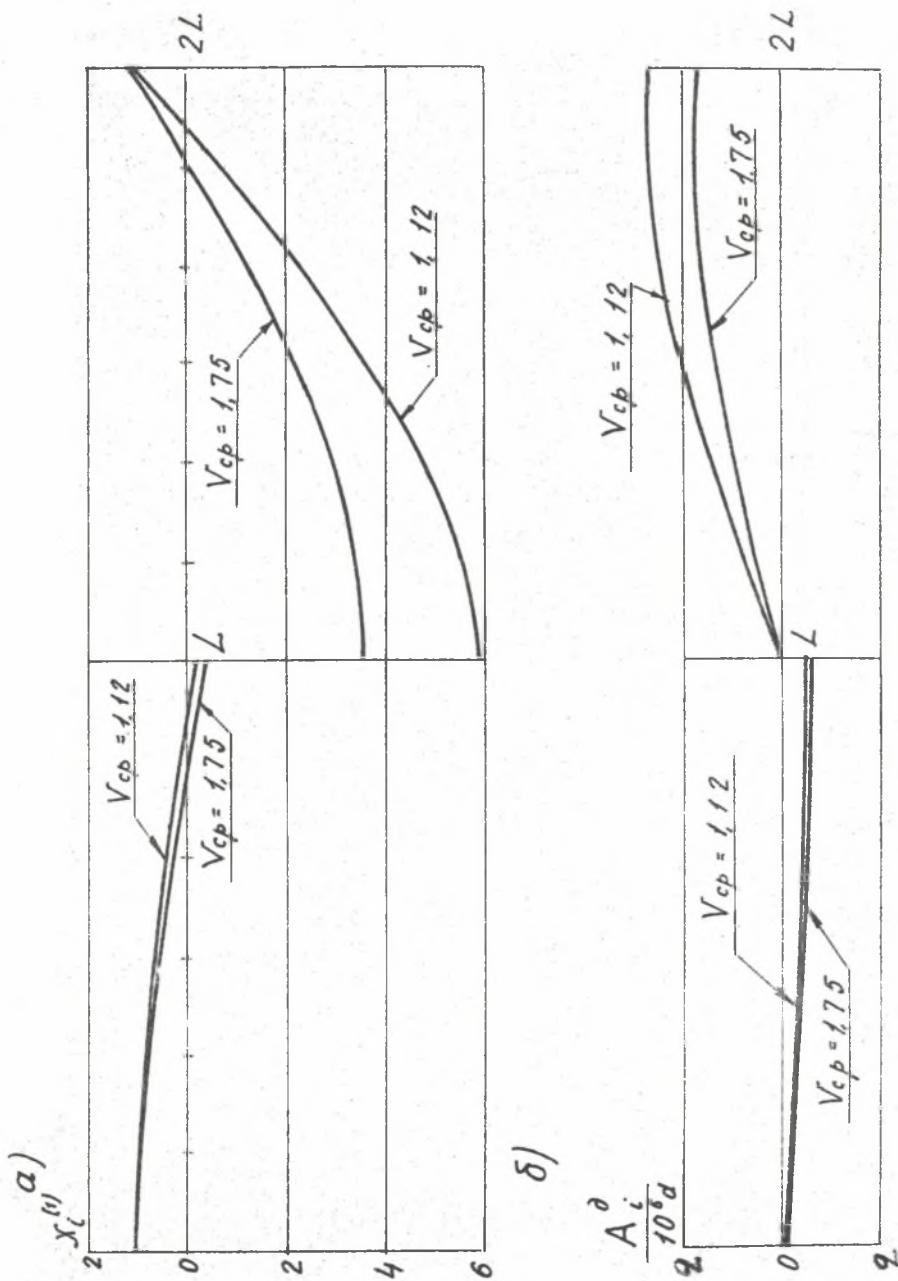


Рис. 3

а) форма колебаний; б) амплитуда динамических сил в рабочем органе

На основании уравнений (4) - (23) с помощью ЭИМ в соответствии с исходными данными были определены необходимые для расчета значения величин

$$\underline{B}_1 = 29993; \quad \underline{b}_1 = 127; \quad \omega_1 = 15,14; \quad \varphi_{5(1)} = 5,2632;$$

$$\varphi_{4(1)} = 5,3254; \quad \varphi_{3(1)} = 5,3257; \quad \varphi_{5(2)} = -0,89739;$$

$$\varphi_{4(2)} = 0,90625; \quad \varphi_{3(2)} = 0,90805; \quad \bar{a}_1 = 1560;$$

$$\underline{\mu}_1 = -133,5; \quad \underline{\mu}_2 = -25322; \quad \underline{\mu}_3 = 15100;$$

$$\underline{\mu}_4 = -797438; \quad \underline{\mu}_5 = 807755; \quad \underline{\mu}_6 = 63,7;$$

$$\underline{\mu}_7 = 81999; \quad \bar{a} = 0,00196.$$

На рис. 3а, представлены графики формы колебаний рабочего органа конвейера (уравнения (7) и (8)), а также зависимость рис. 3б, пропорциональная амплитуде динамических сил в рабочем органе $\frac{A_{дд}}{d}$ (уравнения (22) и (23)).

Амплитуда динамической силы, определяемая из уравнения (23) при $X = 330$ м,

$$A_{2д} = - \frac{4,9 \cdot 10^7 \cdot 9,67 \cdot 10^{-3} \cdot 1,96 \cdot 10^{-3}}{\cos 1,745} \sin 1,445 = 5360 \text{ (Н)}$$

Сопоставление полученных результатов расчетов с данными замеров, показало, что частота колебаний механической системы конвейера отличается от расчетной на 4,4%, а усилие в тяговых цепях - на 7,2%.

Таким образом, полученные формулы для определения частоты собственных колебаний учитывают параметры конвейера и не зависят от коэффициента сопротивления перемещения рабочего органа и груза (угля). Сопоставление экспериментально замеренных динамических сил и частот колебаний конвейера с их расчетными значениями показывают хорошую сходимость результатов. Предлагаемый метод расчета динамических сил может быть использован для выбора параметров приводов, обеспечивающих минимальные динамические нагрузки на механическую систему конвейера.

Recenzent: Doc. dr inż. Julian Zieliński

OBLICZENIA OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH W PRZENOŚNIKACH ZGRZEBŁOWYCH
Z NAPĘDEM KOŃCOWYM

S t r e s z c z e n i e

W referacie rozpatrzono wahania automatyczne organu roboczego i napędów dwunapędowych przenośników zgarniakowych, powstających w okresie eksploatacji. Podano wzory obliczeniowe do określania parametrów przenośnika, zabezpieczających minimalne obciążenia dynamiczne przenośnika.

COMPUTING DYNAMIC LOADINGS IN PUSH-PLATE CONVEYORS
WITH END DRIVE

S u m m a r y

The paper concerns the automatic swing of the working organ and the drives the dual-drive drag conveyors appearing in the operating period. The practical formulae have been given which allow determining the conveyor parameters minimizing the dynamic loads in the conveyor.