

Н.А. Скляр /к.т.н./, В.Ф. Шавлак /к.т.н./
 ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ УСИЛИЙ В ТЯГОВОМ ОРГАНЕ КРУТОНАКЛОННОГО ЛЕНТОЧНО-ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

В статье представлены результаты аналитических исследований динамических нагрузок цепных тяговых органов крутонаклонных ленточно-цепных конвейеров, приведены рекомендации по расчету динамических нагрузок. Проанализированы полученные результаты.

Ключевые слова: крутонаклонный ленточно-цепной конвейер, тяговый орган, динамические усилия, ускорение, период зацепления.

Постановка проблемы

За последние годы развитие конвейеростроения характеризуется внедрением крутонаклонных конвейеров во многих отраслях промышленности. Это можно объяснить тем, что использование крутонаклонных конвейеров дает значительную экономию средств за счет уменьшения длины конвейера, снижения объема подготовительных и капитальных затрат, а также уменьшения эксплуатационных расходов по сравнению с транспортированием груза на ту же высоту при помощи конвейеров обычной конструкции. В настоящее время научно-исследовательскими и проектными институтами разработаны методики расчетов крутонаклонных конвейеров. Однако вопросы установления динамических нагрузок, воздействующих на цепной тяговый орган специальных крутонаклонных ленточно-цепных конвейеров, до настоящего времени не рассматривались.

Анализ последних исследований и публикаций

Для специальных комбинированных крутонаклонных конвейеров, например, с тяговыми цепными органами и грузонесущей лентой весьма важным является обеспечение синхронности движения обоих рабочих (тягового и грузонесущего) органов во избежание преждевременного износа ленты, обрыва цепей и возможного измельчения транспортируемого груза [1]. Успешному решению отдельных задач для указанных типов конвейеров способствуют труды научно-исследовательских, проектно-конструкторских и учебных институтов (УкрНИИпроект, ИГДМЧМ СССР, ИГД им. А.А. Скочинского, ДонНТУ, МГТУ и многих других) [1...7].

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является установление динамических нагрузок, воздействующих на цепной тяговый орган конвейера.

В работе решаются следующие взаимосвязанные задачи:

- разработать расчетную схему рабочей ветви крутонаклонного ленточно-цепного конвейера с указанием действующих сил;
- рассчитать общую массу движущихся цепей и груза;
- определить ускорения в начале и конце зацепления звена цепи со звездочкой;
- определить общую массу движущихся цепей и груза с учетом проскальзывания груза относительно ленты;
- определить динамические усилия в тяговом органе крутонаклонного ленточно-цепного конвейера.

Основной материал исследования

На цепной тяговый орган движущая сила от ведущей звездочки передается методом зацепления. Между цепью и звездочкой существует жесткая связь. На ведущих блоках цепи образуют многогранники. При вращении блока радиус навивки цепи изменяется. Появляется неравномерное движение цепи, вследствие чего возникают динамические нагрузки. При рассмотрении этого вопроса приняты следующие допущения:

- движение тягового органа считаем поступательным;
- цепной тяговый орган считаем абсолютным твердым телом.

При входе в зацепление зуба звездочки со звеном цепи ее линейная скорость V , м/с, при $t=0$ равна:

$$V = \omega R \cos \omega \tau_0,$$

а ускорение a , м/с²:

$$a_{\max} = \omega^2 R \sin \omega \tau_0,$$

где ω – постоянная угловая скорость вращения приводной звездочки, рад./с; R – радиус начальной окружности звездочек, м; τ_0 – полупериод зацепления, с.

При $t=\tau_0$, с:

$$V = \omega R = V_{\max},$$

а ускорение $a=0$ м/с².

В конце периода зацепление зуба звездочки со звеном цепи ее скорость V , м/с, при $t=2\tau_0$, с, равна:

$$V = \omega R \cos \omega \tau_0,$$

а ускорение a , м/с², достигает минимума:

$$a_{\min} = -\omega^2 R \sin \alpha_0 = -a_{\max}.$$

При дальнейшем увеличении t в зацепление входит другой зуб.

В промежутке от $t=0$ до $t=\tau_0$ цепь движется ускоренно. При $t=\tau_0$ $a=0$. Дальше, до момента $t=2\tau_0$, цепь движется замедленно.

В момент $t=2\tau_0$ происходит мгновенное возрастание ускорения от $-a_{\max}$ до a_{\max} , что представляет собой динамический удар.

Динамические усилия в цепном тяговом органе в общем случае определяются по формуле:

$$P_{\partial} = ma,$$

где m – масса перемещаемого груза и цепей.

Профессором И.Г. Штокманом [3,4] достаточно подробно разработана методика расчета динамических усилий, возникающих в цепных тяговых органах обычных конвейеров, имеющих горизонтальную или слабонаклонную трассу. Вместе с тем до сих пор практически остается нерассмотренным вопрос определения динамических усилий в цепных тяговых органах крутонаклонных конвейеров. Конструктивные особенности специальных крутонаклонных ленточно-цепных конвейеров обуславливают специфику расчета динамических усилий в грузонесущем и тяговом органах.

Принцип действия крутонаклонного ленточно-цепного конвейера (рис. 1) заключается в следующем. Лента 1 и лежащие на ее рабочей поверхности цепи 3 с перегородками 2 движутся одновременно. Перегородки, закрепленные на цепях с определенным шагом при помощи соединительных звеньев, опираются на ленту и служат для удержания груза на ленте. Приводные барабан 4 и звездочки 5 имеют равные диа-

метры и вращаются с одной и той же частотой, однако, как показали исследования, при работе такого конвейера лента и цепи движутся с неодинаковыми скоростями [1].

Неравенство скоростей цепей и ленты объясняется неравномерным (ускоренно-замедленным) характером движения цепи, о котором сказано выше.

В период, когда цепи и лента движутся с разными скоростями, происходит перемещение груза по ленте под воздействием цепи с перегородками. В то время, когда цепи с перегородками движутся ускоренно, на них, кроме продольной составляющей веса груза $qg \sin \beta$, действует еще и сила трения груза о ленту F , Н, которая определяется из выражения:

$$F = f_1 qg \cos \beta,$$

где f_1 – коэффициент трения груза о ленту в движении; q – погонная масса груза, кг/м.

Учитывая, что в перемещении груза по ленте под воздействием цепей с перегородками участвует не весь груз, а лишь некоторая его часть, связанная с цепями и перегородками, масса перемещаемого груза составит:

$$m_{zp} = L(Kg \sin \beta + F),$$

где L – длина конвейера, м; K – экспериментальный коэффициент, определяющий ту часть груза, которая участвует в перемещении по ленте вместе с цепями и перегородками; F – сила трения груза о ленту, Н; g – ускорение силы тяжести, м/с².

Масса движущихся цепей с перегородками определится из выражения:

$$m_{ц.нр} = 2Lq_0 \sin \beta,$$

где q_0 – погонная масса цепей с перегородками, кг/м; $2L$ – длина цепного контура конвейера, м.

Общая масса движущихся цепей и груза составляет:

$$m_{общ} = m_{zp} + m_{ц.нр} = L(Kg \sin \beta + F + 2q_0 \sin \beta).$$

При определении расчетной динамической нагрузки необходимо принять во внимание мгновенное изменение ускорения, а значит, и мгновенное приложение нагрузки, что требует удвоения величины динамической нагрузки в цепном тяговом органе – S_{∂} . Кроме того, в этот момент амплитуда изменения ускорения a_{\max} равна $2a_{\max}$, в связи с этим расчетную величину

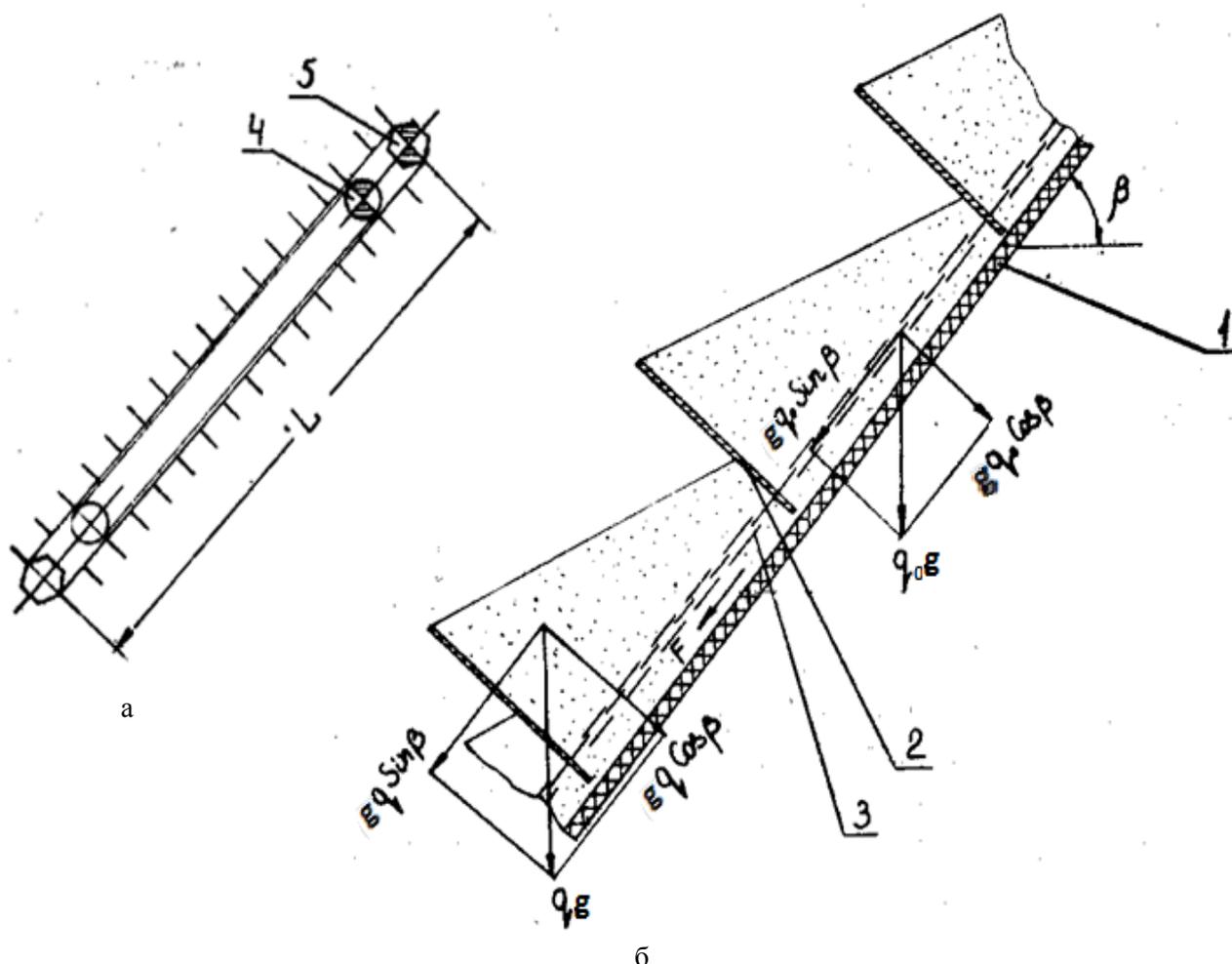


Рис. 1. Схема конвейера:

a – кинематическая схема; *б* – расчетная схема действующих сил

нагрузки необходимо удвоить еще раз. Эффект действия расчетной нагрузки уменьшается благодаря тому, что в момент, предшествующий зацеплению зуба звездочки со следующим звеном цепи ($t=2\tau_0$), величина S_∂ отрицательна.

Поэтому расчетная динамическая нагрузка:

$$S_{\dot{\varphi}ac} 2 \cdot 2S_\partial - S_\partial = 3S_\partial,$$

$$S_{\dot{\varphi}ac} = 3L(Kg \sin \beta + F + 2q_0 \sin \beta) \omega^2 R \sin \omega \tau_0.$$

В случае применения конвейеров большой длины (более 60 м) необходимо учитывать упругие свойства цепного тягового органа.

Выводы

Установлено, что в момент неравномерного движения цепей с перегородками происходит волочение части груза по ленте, что обуславливает возникновение в цепях дополнительной нагрузки, равной силе трения груза о ленту.

С использованием результатов выполненного анализа возникновения динамических усилий в

тяговом органе крутонаклонного ленточно-цепного конвейера были установлены аналитические зависимости для определения следующих параметров:

- массы движущегося груза с учетом его проскальзывания относительно ленты;
- массы движущихся цепей с перегородками;
- общей массы движущихся цепей и груза;
- расчетной величины динамической нагрузки.

Предварительный анализ величины динамических усилий в цепных тяговых органах показывает, что обычный привод, без синхронизации движения цепей с перегородками и ленты, пригоден только для коротких конвейеров. При увеличении длины крутонаклонных конвейеров более 60 м неравномерность движения ленты и цепей с перегородками приводит к значительному увеличению мощности привода и ускорению износа ленты. В этом случае для надежной работы конвейера необходимо применять уравнивательные или специальные приводы, позволяющие получить равные линейные скорости ленты и цепей.

Список литературы

1. Расчеты и проектирование транспортных средств непрерывного действия: Учеб. пособие для вузов. Изд-е 2-е, перераб. и доп. Под ред. проф. В.П. Кондрахина / В.А. Будишевский, В.О. Гутаревич, В.Н.Скляр, А.А. Сулима. – Донецк: ДонНТУ, 2017. – 689 с.
2. Конвейеры: Справочник / Р.А. Волков, А.Н. Гнутов, В.К. Дьячков и др. Под общ. ред. Ю.А. Пертена. – Л.: Машиностроение, 1984. – 367 с.
3. Поляков, Н.С. Основы теории и расчета рудничных транспортных установок / Н.С. Поляков, И.Г. Штокман. – М.: Госгортехиздат, 1962. – 491 с.
4. Штокман, И.Г. Частота упругих колебаний тяговых органов рудничных: в сб. «Разработка месторождений полезных ископаемых». – Вып.2. – Киев: Техніка, 1971. – С. 33-38.
5. Dolipski, M. Determination of dynamic loads of sprocket drum teeth and seats by means of a mathematical model of the longwall conveyor / M. Dolipski, E. Remiorz, P. Sobota // Arch. Min. Sci. – 2012. – No.4. – Vol.57. – P. 1101-1119.
6. Dolipski, M. Dynamics of non-uniformity loads of AFC drives / M. Dolipski, E. Remiorz, P. Sobota // Arch. Min. Sci. – 2014. – No.1. – Vol.59. – P. 155-168.
7. Shi, G. Research on Dynamic Tension Control Theory for Heavy Scraper Conveyor / G. Shi, J. Mao, X. H. Wei // Applied Mechanics and Materials. – 2010. – Vol.34-35. – P. 1956-1960.

N.A. Sklyarov /Cand. Sci. (Eng.)/, V.F. Shavlak /Cand. Sci. (Eng.)/
Donetsk National Technical University (Donetsk)

DETERMINING THE DYNAMIC FORCES IN THE TRACTION BODY OF A HIGH-ANGLE BELT CHAIN CONVEYOR

Background. High-angle belt chain conveyors used for transportation of bulk material in the coal and mining industry, in construction and refractory industry, in grain warehouses and in the food industry. When creating and modernizing them, it is necessary to solve many local problems, including the determination of the calculated dynamic loads on the chain traction body, taking into account the possible slippage of the load on the belt due to the difference in the speed of the belt and chain.

Materials and/or methods. The difference in the speed of the traction chains and the belt explained by the uneven movement nature of the chain. Theoretical studies carried out to determine the analytical dependencies for determining the kinematic parameters and dynamic loads in the chain traction body.

Results. In the paper, the following tasks solved: determined the total mass of the moving chains and the load; defined the acceleration at the beginning and end of the chain link gearing with a chain-wheel; determined the force of friction of the load on the belt; determined the dynamic forces in the traction body of the high-angle belt chain conveyor. Established that at the time of uneven movement of the chains with partitions, a part of the load dragged along the belt, which causes the additional load in the chains equal to the friction force of the load on the belt.

Conclusion. The value analysis of the dynamic forces in the chain traction bodies shows that a conventional drive, without movement synchronization of the chains with the partitions and the belt, is suitable only for short conveyors. With the length of conveyors more than 60 m, the uneven movement of the belt and the chains leads to a significant increase in drive power and faster wear of the belt.

Keywords: high-angle belt chain conveyor, traction body, dynamic forces, acceleration, gearing.

Сведения об авторах

Н.А. Скляр

SPIN-код: 8015-9609
 Author ID: 850367
 ORCID iD: 0000-0002-2961-3164
 Телефон: +380 (62) 301-07-78
 Эл. почта: nikolay.sklyarov@mail.ru

В.Ф. Шавлак

SPIN-код: 4837-7126
 Author ID: 852557
 Телефон: +380 (71) 323-19-17
 Эл. почта: shavlak1@yandex.ua

*Статья поступила 11.04.2018 г.
 © Н.А. Скляр, В.Ф. Шавлак, 2018
 Рецензент д.т.н., проф. А.П. Кононенко*