

№ 150

V
Stokman, I.G., Dr. d. techn. Wiss., Ljachovickij, S.I., Kand.
d. techn. Wiss.:

BERECHNUNGSMETHODE FÜR DIE DAUERFESTIGKEIT DER ZUGKETTEN VON
FÖRDERERN

Die in den letzten Jahren durchgeführten theoretischen und experimentellen Untersuchungen [1] - [3] zeigten, daß Zugketten von Förderern erheblichen dynamischen Beanspruchungen unterliegen, die durch eine ungleichförmige Laufgeschwindigkeit des Ketten-Zugorgans bedingt sind.

Der zyklische Verlauf der dynamischen Beanspruchungen verursacht in vielen Fällen einen Ermüdungsbruch der Zugketten [4]. Indessen ist bisher noch keine Berechnungsmethode für die Dauerfestigkeit von Zugketten entwickelt worden, was ein ernstes Hindernis auf dem Wege zur Vervollkommnung der existierenden und Schaffung neuer Typen von Kettenförderern darstellt.

Der vorliegende Aufsatz hat zum Ziel, diese Lücke zu einem gewissen Grad zu schließen.

Die Gesamt-Lastspielzahl eines Gliedes der Zugkette während seiner Lebensdauer läßt sich aus dem Ausdruck

(1)

bestimmen, wobei i - die Zahl der Laufstrecken des Glieds auf dem Kettenrad während seiner Lebensdauer ist;

A - die Lastspielzahl in \langle während \rangle einer Laufstrecke ist :

, (2)

(hier ist L - die Länge des Förderers in m und l_0 - die Kettenteilung in m).

Wir bezeichnen mit v die Geschwindigkeit der Zugkette in m/sec, mit T - die Lebensdauer der Kette in Stunden und erhalten

. (3)

In Zeichnung 1 ist schematisch ein Diagramm für die Änderung der Beanspruchung der Glieder einer Förderer-Zugkette dargestellt.

Das Gesetz für die Änderung der statischen Zugkräfte wird durch die gebrochene Linie abc abgebildet, um die die Schwingungen der dynamischen Beanspruchung ausgeführt werden. Bei Resonanzbetrieb der Kette verlaufen die Schwingungen der dynamischen Beanspruchungen in der Nähe der statischen Spannungslinie symmetrisch ¹.

Die Einhüllenden der kleinsten und größten dynamischen Beanspruchungen sind in Zeichnung 1 durch gerade Linien dargestellt, was durch Versuch gut bestätigt wird [1].

Die anfängliche statische Spannung der Kette ist mit P'_m , die größte mit P''_m bezeichnet.

Aus Zeichnung 1 ist ersichtlich, daß sowohl die mittlere Komponente eines Spiels in einem gegebenen Zeitraum P_{mi} als auch die Amplitude P_{vi} veränderliche Größen sind.

Die Komponente P_{mi} ändert sich von ihrem Mindestwert P'_m im Augenblick des Ablaufens des Glieds vom Antriebskettenrad bis zum Maximalwert P''_m , der bei der Rückkehr des Glieds zum Antriebskettenrad eintritt. Die Komponente P_{vi} hat den Mindest-

1 In anderen Fällen stellt die Linie abc die durchschnittlichen (aber nicht statischen) Beanspruchungen der Kette dar.

wert (den man gleich null annehmen kann) beim Abtriebskettenrad und den Maximalwert P''_v (P'_v) beim Antriebskettenrad.

Wie die theoretischen und experimentellen Untersuchungen zeigten, können die Werte $P''_v = P'_v$ auch beim Betrieb der Kette unter Resonanz- oder resonanzähnlichen Bedingungen die Werte P_{-1} übersteigen, die der Dauerschwingfestigkeit der Kette bei symmetrischem Lastspiel entsprechen.

Die Bewertung der Dauerschwingfestigkeit der Kette führen wir auf der Grundlage eines Vergleichs der reduzierten Belastung P_{np} mit der Grenzlast P_{-1} durch.

Zur Ermittlung des Wertes von P_{np} wird folgende Abhängigkeit [5] benutzt:

, (4)

- wobei N_0 - die Zahl der Spiele ist, bei der die Dauerschwingfestigkeit des berechneten Einzelteils bestimmt wurde;
- P_i - die Einzelwerte der Beanspruchungen mit symmetrischem Spiel <Zyklus> sind;
- N_i - die Lastspielzahl ist, der ein Glied während der Lebensdauer der Kette bei der Beanspruchung P_i ausgesetzt ist;
- m - der Koeffizient ist, der die Neigung des linken abfallenden Zweigs der Wöhler-Kurve charakterisiert [6].

Wenn die Beanspruchung nicht symmetrisch ist (wie dies in dem vorliegenden Fall zutrifft), wird der Wert P_i auf folgende Weise bestimmt:

, (5)

wobei ψ_p - der Koeffizient ist, der den Einfluß von P_{mi} auf die Größe P_{vi} charakterisiert. Wenn P_{vi} nicht von P_{mi} abhängt, dann ist $\psi_p = 0$.

Wie S.V. Serensen [7] aufzeigt, hängt der Grenzausschlag P_{vi} bei mittleren Zugbeanspruchungen für Einzelteile, die unter Korrosionsbedingungen arbeiten, und bei bedeutender Spannungskonzentration (was für Zugketten charakteristisch ist) fast nicht von dem Wert der mittleren Komponente P_{mi} ab. Dies bestätigen die von den Autoren des vorliegenden Artikels durchgeführten Versuche zur Bestimmung der Dauerfestigkeit einer Zugkette des untertägig arbeitenden Kratzförderers SKR - 11.

Die Versuche zeigten, daß für die Kette des Förderers SKR - 11 bei intensivem Korrodieren der Grenzausschlag nicht von der mittleren Komponente abhängt und eine konstante Größe, die ungefähr gleich ± 700 kg ist, hat.

Daher kann man für Zugketten von Förderern mit für praktische Zwecke ausreichender Genauigkeit $\psi_p = 0$ annehmen, wonach der Ausdruck (5) folgende Form annimmt: $P_i = P_{vi}$.

Aus Zeichnung 1 geht weiter hervor, daß sich die Werte P_{vi} am Antriebszweig der Kette allmählich von null am Abtriebskettenrad bis P''_v am Antriebskettenrad ändern und dann, beim Übergang über das Antriebskettenrad, ein Sprung erfolgt, verursacht dadurch, daß die Kettenspannung von dem Wert $P''_m + P''_v$ auf den Wert $P'_m - P'_v$ sinkt, wonach der Wert P_{vi} am Abtriebszweig sich aufs Neue allmählich vom Wert P'_v beim Antriebskettenrad auf null beim Abtriebskettenrad ändert.

Am Antriebszweig der Kette kann man die gleichmäßige Änderung P_{vi} durch folgende Formel ausdrücken:

, (6)

wobei X - die Lastspielzahl eines Glieds von dem Moment seines Ablaufens vom Abtriebskettenrad bis zum Betrachtungszeitpunkt ist.

Da $P'_v = P''_v$ ist, entspricht jedem Wert P_{vi} am Antriebszweig ein gleicher Wert P_{vi} am Abtriebszweig. Daher beträgt

die Lastspielzahl, der ein Glied bei der Beanspruchung P_{vi} während der Lebensdauer der Kette ausgesetzt ist,

, (7)

wobei dx - die Lastspielzahl ist, der ein Glied bei der Beanspruchung P_{vi} während seines Durchgangs vom Abtriebs- zum Antriebskettenrad unterliegt.

Wie schon aufgezeigt wurde, erfolgt während des Übergangs über das Antriebskettenrad eine sprunghafte Änderung des Wertes P_{vi} , bei dem die Amplitude gleich

(8)

wird.

Während der Lebensdauer der Kette wiederholt sich dieser Wert P''_v i -mal, d.h.

. (9)

Somit wird die Formel (4) für Zugketten von Förderern folgendes Aussehen annehmen:

. (10)

Da

, (11)

erhalten wir - nach Substitution der Werte P_{vi} , N_i , P''_v und N''_i aus den Formeln (6) - (9) in den Ausdruck (10) :

. (12)

Bei Festsetzung der unteren Integrationsgrenze X_0 , die in der Formel (12) enthalten ist, werden wir nur jene Werte P_{vi} berücksichtigen, die über P_{-1} hinausgehen oder ihm gleich sind.

In einem solchen Fall haben wir aus Zeichnung 1

. (13)

Wenn $P''_v > P_{-1}$ ist, dann erhalten wir - nach Substitution des Wertes X_0 aus (13) in Gleichung (12) - nach dem Integrieren und einer Vereinfachung

. (14)

Wenn aber $P''_v < P_{-1}$ ist, so sollen die Werte P_{vi} auf dem Abschnitt seiner allmählichen Änderung nicht berücksichtigt werden und die Formel (12) nimmt folgendes Aussehen an:

. (15)

Kennt man die Werte für P_{np} und P_{-1} , so kann man die Größe der Sicherheit gegen Bruch nach der Formel

(16)

bestimmen.

Als Beispiel ermittelten wir die reduzierte Belastung der Zugkette des untertätig arbeitenden Kratzförderers SKR - 11, der folgende Parameter aufweist:

$$L = 100 \text{ m}, \quad v = 0,412 \text{ m/sec}, \quad P''_m = 2000 \text{ kg}, \\ P'_m = 1000 \text{ kg}, \quad l_0 = 0,08 \text{ m} \quad \text{und} \quad T = 2400 \text{ Arbeitsstunden.}$$

Wie die theoretische und experimentelle Untersuchung dieses Förderers zeigte, arbeitet er unter resonanznahen Bedingungen, bei denen der Wert der Lastamplitude bis auf $P''_v = \pm 800 \text{ kg}$

kommen kann.

Aus den Dauerfestigkeitsversuchen der Kette dieses Förderers, die auf der Basis $N_0 = 3 \cdot 10^6$ Spiele (Zyklen) durchgeführt wurden, haben wir $P_{-1} = 700 \text{ kg}$.

Zuerst bestimmen wir nach den Formeln (3) und (2) die Durchlaufzahl der Kette i und die Lastspiele in jedem Durchlauf
A :

. <a>

Da $P''_v > P_{-1}$ ist, bestimmen wir P_{np} aus der Formel (16).

Wir nehmen $m = 9$ an und erhalten

.

Beim Vergleich von P_{np} und P_{-1} sehen wir, daß die Zugkette des untersuchten Förderers überhaupt nicht die Dauerfestigkeitsbedingungen erfüllt.

Die praktische Anwendung der Förderer SKR - 11 bestätigt diese Schlußfolgerung, da die Ketten dieser Förderer infolge von Brüchen sehr schnell Pannen haben, wobei die Bruchstelle der Glieder einen klar ausgeprägten Charakter eines Ermüdungsbruchs aufweist.

Bei rationaler Wahl der Parameter der Förderer kann man den Wert der dynamischen Beanspruchungen, die auf die Zugketten wirken, erheblich senken [8].

Aus Zeichnung 2 ist ersichtlich, daß eine Senkung von P''_v einen erheblichen Einfluß auf die Erhöhung der Dauerfestigkeit der Zugkette ausübt. -

Erläuterungen der Zeichnungen

Zeichnung 1

Lage des Antriebskettenrads
(Ablaufpunkt)

Lage des Antriebskettenrads
(Auflaufpunkt)

Abtriebsseite

Antriebsseite

Lage des Abtriebskettenrads

Zahl der Spiele
<Zyklen> oder
Länge des Förderers

Zeichnung 2

Graphische Darstellung der Abhängigkeit P_{np}
von P''_v bei $P''_m = 2000$ kg, $P'_m = 1000$ kg,
 $i = 17\ 800$, $A = 2500$, $P_{-1} = 700$ kg und
 $N_0 = 3 \cdot 10^6$.

Literatur

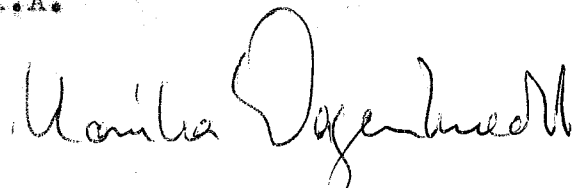
1. ^VStokman, I.G., Murzin, V.A.,
Polujanskij, S.A. O pojavlenii dinamičeskich usilij
v tjugovyh organach konvejerov.
"Vestnik mašinostroenija" (1955) 7.
2. Dolgolenko, A.A. Dinamičeskie usilija v zamknutyh
tjugovyh organach pod-emno-trans-
portnyh mašin.
Sb. "Novaja pod-emno-transportnaja
tehnika", kn. 14, Mašgiz, 1939.
3. ^{VV}Glusčenko, I.P. Issledovanie dinamičeskich javlenij
v cepnyh transporterach.
"Vestnik mašinostroenija" (1954) 6.
4. ^VStokman, I.G. O pročnosti tjugovyh cepej i reži-
mach raboty podzemnyh skrebkovykh
konvejerov.
"Ugol' Ukrainy" (1957) 6.
5. Serensen, S.V., ^VKagaev, V.P.,
Kozlov, L.A., ^VSnejderovič, R.M. Nesuščajaja sposobnost' i rasčety de-
talej mašin.
Mašgiz, 1954.
6. ^VRešetov, D.N. Rasčet detalej stankov na dolgoveč-
nost'.
Sb. "Povyšenie pročnosti detalej
mašin", izd. AN SSSR, 1949.
7. Serensen, S.V. ESM, t. I, Kn. 2, Mašgiz, 1957.
8. ^VStokman, I.G. Ob osnovnyh parametrah skrebko-
vykh konvejerov.
"Ugol'" (1957) 3.

Anmerkung des Übersetzers

Bei den Termini in < > handelt es sich um die wörtliche Übersetzung.

Stuttgart, den 27.5.1969

i.A.



(Monika Wagenknecht)
Dipl.-Übersetzerin

в листе и пережог трубы сваркой. В результате наблюдений установлено, что пружины грохотов типа ГУП и БКГ имеют малый срок службы (8—10 мес.). Для повышения срока службы пружин грохотов лаборатория СКБ внедрила операцию упрочнения

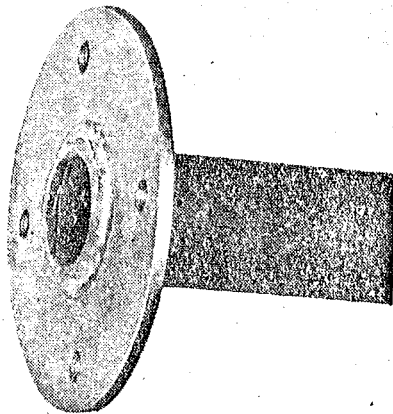


Рис. 2.

пружины дробью на дробеметной установке ДУ-1 конструкции ЦНИИТМАШ.

Перед испытанием на усталость пружины проверяли на жесткость и подвергали предварительной коррозии в шахтной воде до 50 час.

Испытания проводились на стенде типа пульсаторной машины при следующем режиме: нагрузка статическая 1000 кг, двойной ход (эксцентриситет) 22 мм, число циклов в минуту 720, мощность двигателя 6,2 квт. Неупрочненные пружины грохотов типа ГУП-1 работали до полного разрушения от 3 до 7,5 час. После упрочнения на дробеметной установке ДУ-1 (2880—3500 оборотов ротора, диаметр чугунной дробы 0,9—1,5 мм, время обдувки дробью от 5 до 15 мин.) пружины работали $5 \cdot 10^6$ циклов и не поломались.

Сопротивление усталости упрочненных дробью пружин более чем в 20 раз выше сопротивления усталости неупрочненных пружин.

В процессе наблюдения за работой элеваторов в условиях эксплуатации обнаружена недостаточная износостойкость звеньев, пальцев и втулок тяговых цепей элеваторов и питателей. Цепи при работе

подвержены динамическим нагрузкам и действию шахтной воды, содержащей абразивные частицы (порода и уголь). Срок службы тяговых цепей 8—12 мес.

В СКБ проведена работа по изучению влияния на износ деталей цепи шахтной воды, термообработки и химического состава стали. На специальной машине были испытаны образцы из стали 45, 45Г2, 40Х и Ст. 3.

Испытания показали следующее.

1. Износ стали 45, подвергнутой закалке токами высокой частоты до твердости 55—58 R_C , в шахтной воде в 1,5 раза выше, чем в пресной воде.

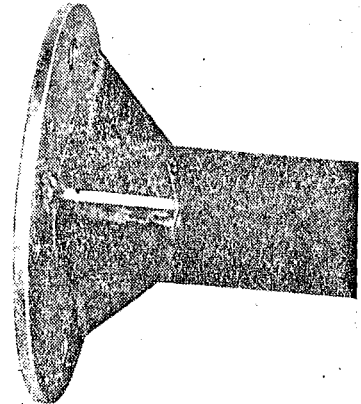


Рис. 3.

2. Износ стали 40Х в шахтной воде лишь на 6% выше, чем в пресной воде.

3. Износ образцов, не подвергнутых закалке, в 2,5 раза выше износа закаленных.

4. Большое значение для повышения износостойкости деталей цепей имеет смазка. Износостойкость нормализованных образцов стали Ст. 3 в присутствии смазки повысилась в 5 раз по сравнению с износостойкостью таких же образцов, испытанных без смазки.

5. Крайне низкой износостойкостью обладает сталь Ст. 3 в нормализованном состоянии. Ее износостойкость в нормализованном состоянии в 4 раза ниже, чем износостойкость закаленных образцов стали 45, и в 2 раза ниже, чем износостойкость нормализованных образцов стали 45.

Методика расчета на усталость тяговых цепей конвейеров

Д-р техн. наук И. Г. ШТОКМАН и канд. техн. наук С. И. ЛЯХОВИЦКИЙ

Выполненные за последние годы теоретические и экспериментальные исследования [1]—[3] показали, что тяговые цепи конвейеров испытывают значительные динамические нагрузки, обусловленные неравномерной скоростью движения цепного тягового органа.

Циклический характер динамических нагрузок во

многих случаях вызывает разрушение тяговых цепей от усталости [4]. Между тем, до сих пор еще не разработана методика расчета тяговых цепей на усталость, что является серьезным препятствием к усовершенствованию существующих и созданию новых типов цепных конвейеров.

Настоящая статья имеет целью в известной степени восполнить этот пробел.

Общее число циклов изменения нагрузки звена тяговой цепи за время его срока службы определяется из выражения

$$N = iA, \quad (1)$$

где i — число пробегов звена по звездочке за время его службы;

A — число циклов нагрузки за время одного пробега;

$$A \approx \frac{2L}{l_0}, \quad (2)$$

(здесь L — длина конвейера в м и l_0 — шаг звеньев цепи в м).

Обозначив через v скорость тяговой цепи в м/сек и через T — срок службы цепи в часах, получим

$$i \approx 3600 \frac{Tv}{2L}. \quad (3)$$

На рис. 1 схематически изображена диаграмма изменения нагрузки звеньев тяговой цепи конвейера.

Закон изменения статических натяжений изобразится ломаной abc , вокруг которой совершаются

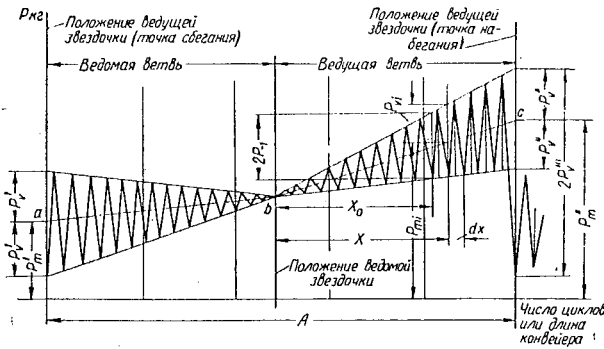


Рис. 1.

колебания динамической нагрузки. При резонансном режиме работы цепи колебания динамических нагрузок совершаются около линии статических натяжений симметрично¹.

Огибающие минимальных и максимальных динамических нагрузок представлены на рис. 1 прямыми линиями, что хорошо подтверждается опытом [1].

Первоначальное статическое натяжение цепи обозначено через P'_m , а максимальное — через P''_m .

Из рис. 1 видно, что как средняя составляющая цикла в данный период времени P_{mi} , так и амплитуда цикла P_{vi} являются величинами переменными.

Составляющая P_{mi} изменяется от своего минимального значения P'_m в момент схода звена с ведущей звездочки до максимального значения P''_m , наступающего при возвращении звена к ведущей звездочке. Составляющая P_{vi} имеет минимальное значение (которое можно принять равным нулю)

¹ В других случаях линия abc представляет собой средние (но не статические) нагрузки цепи.

у ведомой звездочки и максимальное значение $P''_v(P'_v)$ у ведущей звездочки.

Как показали теоретические и экспериментальные исследования, значения $P''_v = P'_v$ и при работе цепи в условиях резонанса или близких к резонансу могут превышать значения P_{-1} , соответствующие пределу усталости цепи при симметричном цикле нагрузки.

Оценку усталостной прочности цепи будем производить на основании сравнения приведенной нагрузки P_{np} с предельной нагрузкой P_{-1} .

Для определения значения P_{np} пользуются следующей зависимостью [5]:

$$P_{np} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum P_i^m N_i}, \quad (4)$$

где N_0 — базовое число циклов, при котором определяется предел усталости рассматриваемой детали;

P_i — отдельные значения нагрузок, имеющих симметричный цикл;

N_i — число циклов нагрузки, которое испытывает звено за время срока службы цепи при нагрузке P_i ;

m — коэффициент, характеризующий наклон левой ниспадающей ветви кривой Веллера [6].

Если нагрузка асимметрична (как это имеет место в настоящем случае), то значение P_i определяется следующим образом:

$$P_i = P_{vi} + \psi_p P_{mi}. \quad (5)$$

где ψ_p — коэффициент, характеризующий влияние P_{mi} на величину P_{vi} . Если P_{vi} не зависит от P_{mi} , то $\psi_p = 0$.

Как указывает С. В. Серенсен [7], при растягивающих средних напряжениях для деталей, работающих в коррозионных условиях, и при значительной концентрации напряжений (что характерно для тяговых цепей) предельная амплитуда цикла P_{vi} почти не зависит от значения средней составляющей P_{mi} . Это подтверждают опыты по определению усталостной прочности тяговой цепи подземного скребкового конвейера СКР-11, произведенные авторами настоящей статьи.

Опыты показали, что для цепи конвейера СКР-11 в условиях интенсивного корродирования предельная амплитуда цикла не зависит от средней составляющей и имеет постоянную величину, приблизительно равную ± 700 кг.

Поэтому для тяговых цепей конвейеров с достаточной для практических целей точностью можно принять $\psi_p = 0$, после чего выражение (5) примет следующий вид: $P_i = P_{mi}$.

Из рис. 1 также видно, что значения P_{vi} на ведущей ветви цепи плавно изменяются от нуля у ведомой звездочки до P''_v у ведущей, а затем, при переходе через ведущую звездочку, происходит скачок, вызванный тем, что натяжение цепи падает от значения $P''_m + P''_v$ до значения $P'_m - P'_v$, после чего значение P_{vi} на ведомой ветви снова плавно изменяется от значения P'_v у ведущей звездочки до нуля у ведомой звездочки.

На ведущей ветви цепи плавное изменение P_{vi} можно выразить следующей формулой:

$$P_{vi} = \frac{2X}{A} P_v'' \quad (6)$$

где X — число циклов нагрузки звена с момента его схода с ведомой звездочки до рассматриваемого момента времени.

Так как $P_v' = P_v''$, то каждому значению P_{vi} на ведущей ветви соответствует такое же значение P_{vi} на ведомой ветви. Поэтому число циклов, которое испытывает звено при нагрузке P_{vi} за время срока службы цепи, составляет

$$N_i = 2idx, \quad (7)$$

где dx — число циклов, которое испытывает звено при нагрузке P_{vi} за время его прохождения от ведомой до ведущей звездочек.

Как указывалось, во время перехода через ведущую звездочку происходит скачкообразное изменение значения P_{vi} , при котором амплитуда цикла становится равной

$$P_v''' = \frac{P_m''' + P_v'' - (P_m' - P_v')}{2} = \frac{P_m'' - P_m'}{2} + P_v'' \quad (8)$$

За время срока службы цепи это значение P_v''' повторяется i раз, т. е.

$$N_i''' = i. \quad (9)$$

Таким образом, для тяговых цепей конвейеров формула (4) получит следующий вид:

$$P_{np} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} [\sum P_{vi}^m N_i + (P_v''')^m N_i''']}. \quad (10)$$

Так как

$$\sum P_{vi}^m N_i = \int_{X_0}^{\frac{A}{2}} P_{vi}^m N_i, \quad (11)$$

то, подставив в выражение (10) значения P_{vi} , N_i , P_v''' и N_i''' , из формул (6)–(9), получим

$$P_{np} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \left[\int_{X_0}^{\frac{A}{2}} \left(\frac{2x}{A} P_v'' \right)^m 2idx + i \left(\frac{P_m'' - P_m'}{2} + P_v'' \right)^m \right]}. \quad (12)$$

При установлении нижнего предела интегрирования X_0 , входящего в формулу (12), будем принимать

$$P_{np} = 800 \sqrt[9]{\frac{17800}{3 \cdot 10^6} \left\{ \frac{2500}{9+1} \left[1 - \left(\frac{700}{800} \right)^{9+1} \right] + \left(1 + \frac{2000-1000}{2 \cdot 800} \right)^9 \right\}} = 840 \text{ кг.}$$

мать в расчет только те значения P_{vi} , которые превышают P_{-1} или равны ему.

В таком случае из рис. 1 имеем

$$X_0 = \frac{P_{-1}}{P_v''} \cdot \frac{A}{2}. \quad (13)$$

Если $P_v'' > P_{-1}$, то подставив в уравнение (12) значение X_0 из (13), получим после интегрирования и упрощения

$$P_{np} = P_v'' \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \left| \frac{A}{m+1} \left[1 - \left(\frac{P_{-1}}{P_v''} \right)^{m+1} \right] + \left(1 + \frac{P_m'' - P_m'}{2P_v''} \right)^m \right|}. \quad (14)$$

Если же $P_v'' < P_{-1}$, то значения P_{vi} на участке его плавного изменения в расчет не должны приниматься и формула (12) примет следующий вид:

$$P_{np} = \frac{P_m'' - P_m' + 2P_v''}{2} \sqrt[m]{\frac{i}{N_0}}. \quad (15)$$

Зная значения P_{np} и P_{-1} , можно определить величину запаса прочности по формуле

$$n = \frac{P_{-1}}{P_{np}}. \quad (16)$$

В качестве примера определим приведенную нагрузку тяговой цепи подземного скребкового конвейера СКР-11, имеющего следующие параметры: $L = 100$ м, $v = 0,412$ м/сек, $P_m'' = 2000$ кг, $P_m' = 1000$ кг, $l_0 = 0,08$ м и $T = 2400$ рабочих часов.

Как показало теоретическое и экспериментальное исследование этого конвейера, он работает в условиях, близких к резонансу, при которых значение амплитуды нагрузки может доходить до $P_v'' = \pm 800$ кг.

Из ustalonych испытаний цепи этого конвейера, произведенных на базе $N_0 = 3 \cdot 10^6$ циклов, имеем $P_{-1} = 700$ кг.

Сначала по формулам (3) и (2) определяем число пробегов цепи i и число циклов в каждом пробеге A :

$$i = 3600 \frac{Tv}{2L} = 3600 \frac{2400 \cdot 0,412}{2 \cdot 100} = 17800;$$

$$A = \frac{2L}{l_0} = \frac{2 \cdot 100}{0,08} = 2500.$$

Так как $P_v'' > P_{-1}$, то P_{np} определяем из формулы (16).

Принимая $m = 9$, получим

Сравнивая P_{np} и P_{-1} , видим, что тяговая цепь рассматриваемого конвейера совершенно не удовлетворяет условиям установившейся прочности.

Практика эксплуатации конвейеров СКР-11 подтверждает настоящий вывод, так как цепи этих

конвейеров очень быстро выходят из строя вследствие обрывов, причем место обрыва звеньев имеет явно выраженный характер усталостного разрушения.

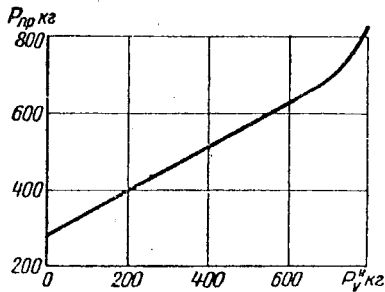


Рис. 2. График зависимости $P_{пр}$ от $P_{в}''$ при $P_{м}'' = 2000$ кг, $P_{м}' = 1000$ кг, $i = 17\,800$, $A = 2500$, $P_{-1} = 700$ кг и $N_0 = 3 \cdot 10^6$.

При рациональном выборе параметров конвейеров можно значительно снизить значение динамических нагрузок, действующих на тяговую цепь [8].

Из рис. 2 видно, что понижение $P_{в}''$ оказывает значительное влияние на повышение усталостной прочности тяговой цепи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Штокман И. Г., Мурзин В. А., Полуянский С. А., О появлении динамических усилий в тяговых органах конвейеров, „Вестник машиностроения“ № 7, 1955.
2. Долголенко А. А. Динамические усилия в замкнутых тяговых органах подъемно-транспортных машин, Сб. „Новая подъемно-транспортная техника“, кн. 14, Машгиз, 1939.
3. Глуценко И. П., Исследование динамических явлений в цепных транспортерах, „Вестник машиностроения“ № 6, 1954.
4. Штокман И. Г., О прочности тяговых цепей и режимах работы подземных скребковых конвейеров, „Уголь Украины“, № 6, 1957.
5. Серенсен С. В., Кагаев В. П., Козлов Л. А., Шнейдерович Р. М., Несущая способность и расчеты деталей машин, Машгиз, 1954.
6. Решетов Д. Н., Расчет деталей станков на долговечность, Сб. „Повышение прочности деталей машин“, изд. АН СССР, 1949.
7. Серенсен С. В., ЭСМ, т. I, кн. 2, Машгиз, 1957.
8. Штокман И. Г., Об основных параметрах скребковых конвейеров, „Уголь“ № 3, 1957.

О необходимости изменения диаметров отверстий в приводных муфтах

Канд. техн. наук доц. А. С. АНОСОВ

(В порядке обсуждения)

Основными параметрами муфт, характеризующими степень их компактности, являются диаметры отверстий под концы валов и допускаемые крутящие моменты.

Действующие в настоящее время стандарты и нормы на некоторые широко распространенные виды муфт предусматривают резко отличающиеся друг от друга диаметры отверстий в различных муфтах при одинаковых передаваемых моментах. Это обуславливает различные напряжения кручения в валах τ_k , что видно из приводимой ниже таблицы.

Для анализа были выбраны наиболее распространенные типы муфт общего назначения. Напряжения в валах вычисляли без учета средств соединения (шпонок, шлицев), т. е. находили номинальные напряжения. Средние напряжения кручения определяли как среднее арифметическое напряжений, подсчитанных для муфт данного типа всех размеров.

Анализируя данные таблицы, можно сделать следующие выводы:

1) слишком низкие напряжения кручения свидетельствуют об излишнем запасе прочности вала и преувеличенном весе узла. С этой точки зрения неудачны диаметры отверстий в муфтах, при которых в валах создаются напряжения величиной 42 кг/см² (муфты со змеевидной пружиной), 56 и 108 кг/см² (упругие втулочно-пальцевые муфты);

Типы муфт	τ_k в кг/см ²		
	мини-малыш	макси-малыш	среднее
Упругие втулочно-пальцевые (облегченные)	56	152	88
Упругие втулочно-пальцевые (нормальные)	108	291	185
Продольно-свертные глухие	182	250	218
Крестово-кулисные (с текстолитовым сухарем)	198	518	281
Со змеевидной пружиной	42	696	316
Крестово-кулисные (с металлическим сухарем)	244	570	375
Зубчатые типа МЗ *	268	730	425
Поперечно-свертные глухие	331	2140	778

* В ГОСТ 5006-55 на муфты зубчатые общего назначения указаны лишь максимальные значения диаметров концев соединяемых валов. По этим данным для валов с цилиндрическими концами и подсчитаны напряжения кручения τ_k . Таким образом, фактические напряжения будут больше или равны напряжениям, приведенным в таблице, но не меньше их.