

## Определение КПД червячного редуктора по коэффициентам потерь

# 09, сентябрь 2015

Зворыкин В. И.<sup>1</sup>, Зимин В. В.<sup>1</sup>, Гончаров С. Ю.<sup>1</sup>, Холмская Г. С.<sup>1</sup>

УДК 621.833.01

<sup>1</sup>Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

[dm-rk-3@yandex.ru](mailto:dm-rk-3@yandex.ru)

### Введение

Червячные передачи широко используют при создании различных механизмов. Это объясняется тем что, несмотря на недостатки (необходимость применения дорогостоящих антифрикционных материалов, низкий КПД, необходимость точного изготовления многозаходных червяков), эти передачи получаются компактными и малозумными. В них можно реализовать достаточно большой диапазон передаточных чисел в сочетании с высокой кинематической точностью, возможной способностью самоторможения. Это делает червячные передачи просто незаменимыми. Мир знает червячные передачи со времен Галилея и тем не менее, их совершенствование идет непрерывно: совершенствуются технологии изготовления, создаются передачи с новой геометрией. Разрабатываются новые смазочные материалы и материалы для венцов червячных колес. Приведенные ранее недостатки и достоинства выявлены в результате экспериментальных исследований, в ходе расчетов, а также в ходе натурных испытаний. Исследователи едины в оценке количественных и качественных показателей червячных передач кроме одного показателя - КПД. Результаты теоретических и экспериментальных исследований показывают, что возможно получить червячную передачу и с низким [1, 2], и с высоким [3] КПД.

### Потери в червячном редукторе

Для определения КПД червячного редуктора часто используют зависимость из теории пары винт-гайка скольжения в качестве его предварительного значения:

$$\eta_{\text{зац}} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} \quad (1)$$

где  $\gamma$  - делительный угол подъема витка;

$\varphi'$  - приведенный угол трения.

Первое отношение в (1) позволяет оценить только потери в зацеплении червячной передачи.

Зависимость (1) можно использовать для определения КПД червячного редуктора с фиксированным передаточным числом. Если необходимо определить КПД редуктора (см. ГОСТ 13563-68 Червячные редукторы), то использовать выражение (1) неудобно, т.к. надо уточнять  $\varphi'$  для каждого значения передаточного числа.

КПД червячного редуктора - комплексная характеристика, определяемая суммой потерь передаваемой мощности, отражающие физическую сущность явлений.

Рассмотрим по отдельности, составляющие потерь червячного редуктора:

- а) потери в зацеплении –  $P'_{\text{зац}}$  [Вт];
- б) потери в подшипниках опор валов –  $P'_n$  [Вт];
- в) потери в контактных уплотнениях (при наличии) –  $P'_y$  [Вт];
- г) потери на движение в масле, в картере редуктора –  $P'_m$  [Вт];
- д) потери в вентиляторе (для редукторов с искусственным воздушным охлаждением) –  $P'_в$  [Вт];
- е) потери холостого хода в зацеплении, подшипниках и размешивании масла –  $P'_{\text{вс}}$  [Вт].

Зная составляющие потерь можно определить суммарную мощность потерь редуктора  $P'_{\text{ред}}$ :

$$P'_{\text{ред}} = P'_{\text{зац}} + P'_n + P'_y + P'_m + P'_в + P'_{\text{вс}}$$

КПД редуктора, как и любого другого механизма, можно представить следующей зависимостью:

$$\eta_{\text{ред}} = \frac{P_{\text{ПЗ}}}{P_{\text{ПД}}} = \frac{(P_{\text{ПД}} - \sum P'_i)}{P_{\text{ПД}}} = \frac{P_{\text{ПЗ}}}{(P_{\text{ПЗ}} + \sum P'_i)} \quad (2)$$

где  $P_{\text{ПЗ}}$  - полезная мощность на выходном валу редуктора;

$P_{\text{ПД}}$  - подводимая мощность на входном валу редуктора (на червяке);

$P'_i$  - мощность  $i$ -й составляющей потерь.

Зависимость (2) можно использовать только при экспериментальном определении КПД готового редуктора, пользоваться ею при проектных расчетах нельзя, так как известна только полезная мощность.

Кроме приведенного метода можно определить КПД редуктора, используя коэффициенты потерь.

Коэффициент потерь  $\varphi_i$  применяют, когда мощность потерь  $P'_i$  сопоставляют с подводимой мощностью  $P_{\text{ПД}}$ ,

$$\varphi_i = \frac{P'_i}{P_{\text{ПД}}} = \frac{P'_i}{(P_{\text{ПЗ}} + \sum P'_i)} \quad (3)$$

Коэффициент потерь  $\psi_i$  применяют, когда мощности потерь  $P'_i$  сопоставляют с полезной мощностью  $P_{\text{ПЗ}}$ ,

$$\psi_i = \frac{P'_i}{P_{\text{ПЗ}}} \quad (4)$$

Зависимость (3) использовать практически невозможно, если определять КПД редуктора, так как в знаменатель входят неизвестные составляющие мощности потерь. Чтобы решить эту задачу, надо определить коэффициенты потерь и КПД редуктора

расчетным или экспериментальным путем. В проектных расчетах зависимость (3) использовать невозможно.

Зависимость (4) более удобна и ее используют при условии, если необходимо сопоставить между собой относительные потери, так как для конкретного редуктора  $P_{ПЗ}$  (полезная мощность на выходном валу) величина постоянная. Обычно при проектном расчете нагрузочная способность редуктора на выходе задается в виде вращающего момента -  $T_2$ , который определяется режимом работы и требуемой долговечностью.

Чтобы перейти от выражения (3) к (4) можно представить  $\eta_{ред}$  следующей известной зависимостью

$$\eta_{ред} = 1 - \sum \varphi_i \quad (5)$$

Далее выражение для  $\varphi_i$  (3) выражаем через  $\psi_i$  (4) и получим

$$\varphi_i = \frac{P'_i}{P_{ПД}} = \frac{P_i/P_{ПЗ}}{P_{ПЗ} + \sum P_i/P_{ПЗ}} = \frac{\psi_i}{1 + \sum \psi_i} \quad (6)$$

Подставим выражение  $\varphi_i$  в формулу (5) и после преобразования получим

$$\eta_{ред} = 1 - \sum \varphi_i = 1 - \frac{\sum \psi_i}{1 + \sum \psi_i} = \frac{1}{1 + \sum \psi_i} \quad (7)$$

Данный метод определения коэффициентов потерь хорошо известен и может быть использован применительно к любому механизму. Однако для червячных редукторов и особенно для редукторов с широким диапазоном передаточных чисел, в работе [4] предложено рассматривать потери несколько изменив форму записи. Далее показано, что относительные значения большинства составляющих потерь зависят от передаточного числа, а, следовательно, и от КПД зацепления; поэтому авторы рекомендуют сопоставлять мощность потерь с полезной мощностью ( $P_{ПЗ}$ ) и одновременно мощностью потерь в зацеплении ( $P'_{зац}$ ). Полученные ниже выражения показывают зависимости (или независимость) какой-либо составляющей мощности потерь от передаточного числа  $U_H$  и теоретического КПД зацепления. Следовательно, предлагаемый коэффициент относительных потерь  $\psi_i^*$  можно представить в следующем виде

$$\psi_i^* = \frac{P'_i}{P_{ПЗ} + P'_{зац}} = \frac{P'_i}{P_{ПЗ}(1 + \frac{P'_{зац}}{P_{ПЗ}})} = \psi_i \frac{1}{(1 + \eta_{зац})} = \psi_i \eta_{зац} \quad (8)$$

В выражение (7) подставим полученное выражение (8), тогда

$$\eta_{ред} = \frac{1}{1 + \sum \psi_i} = \frac{1}{1 + \sum \psi_i^* / \eta_{зац}} = \frac{\eta_{зац}}{\eta_{зац} + \sum \psi_i^*}$$

так как  $\eta_{зац} = 1 - \psi_{зац}$ , то

$$\eta_{ред} = \frac{\eta_{зац}}{1 + \psi_{п}^* + \psi_{г}^* + \psi_{м}^* + \psi_{в}^* + \psi_{вс}^*} = \frac{\eta_{зац}}{1 + \sum \psi_i^*} \quad (9)$$

в данном выражении  $\eta_{зац} = \frac{P_{ПЗ}}{P_{ПЗ} + P'_{зац}}$  – теоретический КПД зацепления, т.е. КПД передачи, в которой не учитывают других потерь, кроме потерь в самом зацеплении.

Выражение (8) позволяет определить все составляющие потерь независимо друг от друга, а в дальнейшем определить и КПД редуктора, используя зависимость (9).

Рассмотрим определение каждой составляющей потерь червячного редуктора в отдельности.

### Потери в зацеплении

КПД червячного зацепления можно представить

$$\eta_{\text{зац}} = 1 - \varphi_{\text{зац}} = 1 - (\varphi_{\text{вин}} + \varphi_3) \quad (10)$$

где  $\varphi_{\text{зац}}$  - коэффициент потерь в зацеплении;

$\varphi_{\text{вин}}$  - коэффициент потерь, который учитывает скольжение зубьев червячного колеса по винтовой поверхности витков червяка (подобно взаимодействию витков резьбы винта и гайки в передаче винт-гайка);

$\varphi_3$  - коэффициент потерь, который учитывает трение между зубьями колеса и боковыми поверхностями витков червяка при обкатывании колеса по червяку (подобно взаимодействию шестерни и рейки в реечном зацеплении).

Для червячной передачи, когда передача мощности идет от червяка к колесу

$$\varphi_{\text{вин}} = 1 - \eta_{\text{вин}} = 1 - \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi'_{\text{пр}})} \quad (11)$$

где  $\gamma$  - угол подъема витка червяка на делительном диаметре (при  $x=0$ );

$\varphi'_{\text{пр}} = \arctg f_{\text{тр}}$  - приведенный угол трения в зацеплении зуба колеса с витком червяка трапецеидального профиля.

$f_{\text{тр}} = (0,8 \dots 0,9)f_{\text{пр}}$  (значения  $f_{\text{пр}}$  выбирают по таблице 1).

$f_{\text{тр}}$  - коэффициент трения;

$f_{\text{пр}}$  - приведенный коэффициент трения.

Для передачи со стандартными параметрами зацепления  $\varphi_3$  можно определить следующим образом [4]

$$\varphi_3 = 1 - \eta_3 = 0,5\pi k f_3 \frac{\varepsilon_s}{z_2} \quad (12)$$

где  $k$  - коэффициент, учитывающий увеличение действительного коэффициента перекрытия по сравнению с найденным для осевого сечения червяка [4] ( $k = 2, \dots, 2,5$  в зависимости от числа заходов в червяке  $z_1$ : большие значения для  $z_1 = 1$ , меньшие для  $z_1=4$ );

$f_3$  - коэффициент трения в зацеплении витка червяка и зуба червячного колеса ( $f_3 \cong 0,9f_{\text{пр}}$  - значения  $f_{\text{пр}}$  следует выбирать из табл. 1 для скорости скольжения, равной окружной скорости колеса на  $d_2$ );

$\varepsilon_s$  - коэффициент перекрытия, представляет отношение угла перекрытия (т.е. угла поворота колеса передачи от положения входа зуба в зацепление до выхода его из зацепления) к угловому шагу. Его определяют в средней плоскости колеса как отношение рабочего участка линии зацепления к основному шагу.

**Таблица 1.** Приведенные коэффициенты трения и углы трения червячных передач в зависимости от скорости скольжения, материала венца колеса и твердости рабочих поверхностей червяка

v <sub>s</sub> , м/с	Высокооловянные (6-10 % Sn), оловянно-никелевые (1-2 % Ni), сурьмяно-никелевые (7-8 % Sb, 1,5-2,5 % Ni) бронзы				Железистые бронзы, Латунь	
	HRC > 48		48 > HRC > 32		HRC > 48	
	f <sub>пр</sub>	φ' <sub>пр</sub>	f <sub>пр</sub>	φ' <sub>пр</sub>	f <sub>пр</sub>	φ' <sub>пр</sub>
0,01	0,100 - 1,110	5°43' - 6°17'	0,110 - 0,130	6°17' - 7°24'	0,170 - 0,180	9°39' - 10°12'
0,1	0,070 - 0,085	4° - 4° 52'	0,090 - 0,105	5°09' - 6°	0,125 - 0,140	7°07' - 7°58'
0,25	0,060 - 0,070	3°26' - 4°	0,075 - 0,090	4°17' - 5°09'	0,090 - 0,105	5°09' - 6°
0,5	0,050 - 0,060	2°52' - 3°26'	0,060 - 0,075	3°26' - 4°17'	0,085 - 0,095	4°52' - 5°26'
1	0,040 - 0,050	2°17' - 2°52'	0,050 - 0,065	2°52' - 3°43'	0,065 - 0,080	3°43' - 4°34'
1,5	0,035 - 0,045	2° - 2° 35'	0,045 - 0,055	2°35' - 3°09'	0,055 - 0,070	3°09' - 4°
2	0,030 - 0,040	1°43' - 2°27'	0,040 - 0,050	2°17' - 2°52'	0,050 - 0,060	2°52' - 3°26'
2,5	0,026 - 0,035	1°29' - 2°00'	0,035 - 0,043	2° - 2°35'	0,045 - 0,055	2°35' - 3°09'
3	0,024 - 0,030	1°22' - 1°43'	0,030 - 0,038	1°43' - 2°11'	0,040 - 0,050	2°17' - 2°52'
4	0,022 - 0,028	1°16' - 1°36'	-	-	0,035 - 0,045	2° - 2°35'
5	0,020 - 0,026	1°09' - 1°29'	-	-	0,030 - 0,035	1°43' - 2°
Серые чугуны						
0,01	0,170 - 0,185	9°39' - 10°29'	0,185 - 0,200	10°29' - 11°19'		
0,1	0,125 - 0,150	7°07' - 8°32'	0,135 - 0,160	7°41' - 9°05'		
0,25	0,095 - 0,110	5°26' - 6°17'	0,110 - 0,125	6°17' - 7°07'		
0,5	0,085 - 0,100	4°52' - 5°43'	0,095 - 0,105	5°26' - 6°		
1	0,070 - 0,080	4° - 4°34'	0,085 - 0,095	4°52' - 5°26'		
1,5	0,060 - 0,070	3°26' - 4°	0,075 - 0,080	4°17' - 4°34'		
2	0,050 - 0,060	2°52' - 3°26'	0,065 - 0,075	3°43' - 4°17'		

Примечание. При использовании масел, легированных антифрикционными присадками значения f<sub>пр</sub> могут быть уменьшены на 10—15 %, соответственно уменьшаются и углы трения φ'<sub>пр</sub>.

Зависимость для расчета ε<sub>s</sub> имеет вид

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{(0,5d_{a2})^2 - (0,5d_2 \cos\alpha)^2 - 0,5d_2 \sin\alpha + (h_a^* - x)/\sin\alpha}}{\pi t \cos\alpha} = \sqrt{\left(\frac{0,5z_2 + 1 + x}{\pi \cos\alpha}\right)^2 - \left(\frac{z_2}{2\pi}\right)^2 - \frac{z_2}{2\pi} \operatorname{tg}\alpha + \frac{2(h_a^* - x)}{\pi \sin 2\alpha}} \quad (13)$$

где d<sub>a2</sub> – диаметр вершин зубьев червячного колеса [мм],

d<sub>2</sub> - делительный диаметр червячного колеса [мм],

α – угол профиля витка червяка [град],

h<sub>a</sub><sup>\*</sup> - высота головки витка червяка [мм],

t – осевой модуль червяка [мм],

x – коэффициент смещения червяка.

Формула (13) выведена для червяков ZA, с достаточной степенью точности ее можно применять и для других видов червяков (кроме червяков ZT с вогнутым профилем витков червяка).

Подставим выражение (11) и (12) в выражение (10) и после преобразования получим зависимость для определения теоретического значения КПД зацепления в редукторе, который передает мощность от червяка к колесу.

$$\eta_{\text{зац}} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi'_{\text{пр}})} - \frac{\pi}{2} k f_3 \frac{\varepsilon_s}{z_2} \quad (14)$$

Если провести анализ полученных зависимостей, то можно отметить, что потери в зацеплении определяются не только сочетанием материалов червячной пары, твердостью и шероховатостью рабочих поверхностей, но зависит и от вида винтовой поверхности червяка, а для линейчатых червяков и от угла профиля [6].

### Потери в опорах на подшипниках качения

Существует мнение, что потери в подшипниках незначительны и уделять внимание их определению отдельно не следует [1, 2].

Расчеты, выполненные в последнее время по результатам экспериментальных работ [4], показали, что потери в опорах составляют значительную величину в общем балансе потерь.

Потери в подшипниках складываются в основном из потерь на трении, возникающих вследствие качения и проскальзывания в местах контакта тел качения с кольцами и сепаратором или скольжения в контактных уплотнениях (если они имеются), несовершенной упругости материала тел качения и колец и механических потерь в смазочном материале. Эти потери вызывают повышение температуры подшипниковых узлов. Они не являются постоянными во времени и определяются конструкцией и размерами подшипника, режимами работы и смазки.

Представим мощность, расходуемую на преодоление трения в подшипнике  $P_{\text{тр}}$ , Вт

$$P_{\text{тр}} = \frac{T_{\text{тр}} \cdot n \cdot \pi}{30} \quad (15)$$

где  $T_{\text{тр}}$  – момент трения, Н·м;

$n$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup>.

С некоторым приближением момент трения  $T_{\text{тр}}$ , при действии суммарной нагрузки, не превышающей 10...20% динамической грузоподъемности  $C_0$  можно определить по формуле

$$T_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} \cdot F_{\text{сум}} \cdot \frac{D_0}{2} \quad (16)$$

где  $f_{\text{тр}}$  – приведенный коэффициент трения (в зависимости от условий работы и типа подшипника  $f_{\text{тр}} = 0.001 \dots 0.02$  [7]); значения  $f_{\text{тр}}$  приведены в таблице 2.

$F_{\text{сумм}} = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$  – суммарная нагрузка на подшипник, Н;

$D_0 = \frac{d+D}{2}$  – средний диаметр подшипника, мм.

Наиболее точно потери в подшипнике можно определить, если момент трения определяют, как сумму составляющих:

$$T_{\text{тр}} = T_0 + T_1 \quad (17)$$

Таблица 2. Значения приведенного коэффициента трения  $f_{тр}$

Тип подшипника	$f_{тр}$
Шариковый:	
радиальный однорядный	0,0015
радиально-упорный:	
однорядный	0,0020
двухрядный	0,0024
Роликовый:	
конический	0,0018

где  $T_0$  – момент трения, зависящий от типа подшипника;

$T_1$  – момент, зависящий от размеров деформации и проскальзывания в площадке контакта тел качения.

Величина  $T_0$  может быть значительной при высокой частоте вращения и относительно небольших нагрузках, возникает от гидродинамических потерь в смазке. Момент  $T_0$  зависит от условий смазки и ее вязкости, Н·мм:

$$\begin{cases} \text{при } vn \geq 2000: T_0 = 10^{-7} \cdot f_0 (vn)^{2/3} \cdot D_0^3, \\ \text{при } vn < 2000: T_0 = 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 \cdot D_0^3 \end{cases} \quad (18)$$

где  $f_0$  – коэффициент, зависящий от типа подшипника и условий смазки [16];

$n$  – частота вращения подшипника, мин<sup>-1</sup>;

$\nu$  – кинематическая вязкость смазки, мм<sup>2</sup>/с.

Момент  $T_1$  определяется по формуле

$$T_1 = f_1 \cdot g_1 \cdot P \cdot D_0 \quad (19)$$

где  $f_1$  – коэффициент, зависящий от типа подшипника и степени его нагружения [16] (табл.4);

$g_1 \cdot P$  – коэффициент, зависящий от соотношения радиальной и осевой нагрузок, воспринимаемых подшипником [7].

Расчеты, выполненные по результатам экспериментальных работ [4], показали, что большую часть потерь в опорах редукторов составляют потери в опорах быстроходного вала. Однако абсолютное значение момента потерь в опорах ведомого вала может быть большим, и его влияние на общий КПД червячного редуктора значительно меньше. На рис.1 представлен характер изменения величины  $\psi_n^*$  в зависимости от  $u$  редуктора. Анализируя график изменения  $\psi_n^*$  и рис.1 можно сделать следующие выводы:

1. Относительные потери в опорах на подшипниках качения зависят от передаточного числа передачи и имеют тенденцию к увеличению при прочих равных условиях (одинаковые размеры редуктора, размеры подшипниковых узлов, тип подшипников, одинаковая частота вращения червяка и др.).

2. Относительные потери в подшипниках достаточно большие и составляют 10-30% всех потерь в редукторе.

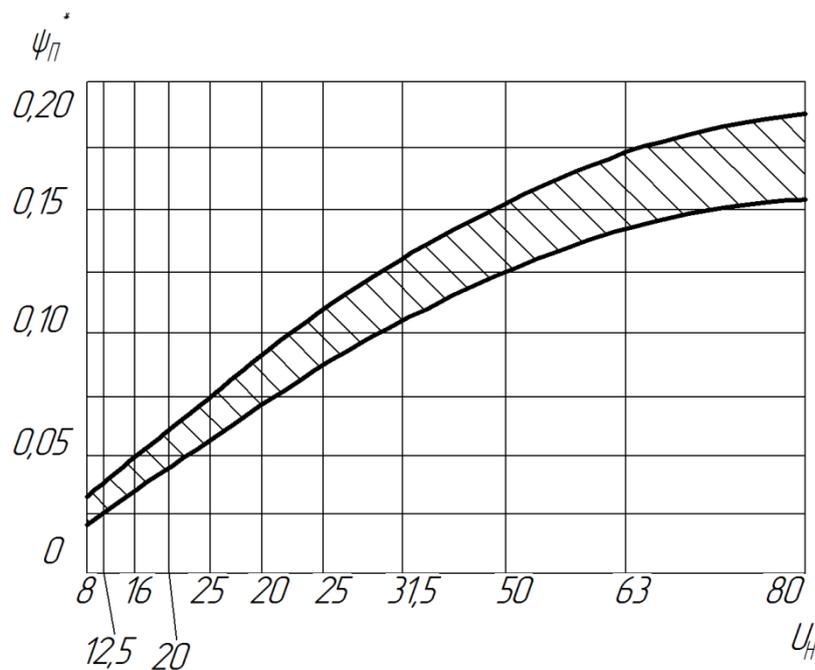


Рис. 1. Изменение величины  $\psi_n^*$  в зависимости от  $U_n$

### Потери в уплотнениях

В большинстве редукторов и механизмов общемашиностроительного применения для создания благоприятных условий работы используют жидкие масла. Чтобы устранить утечку масла в крышках входного и выходного валов устанавливают манжеты резиновые армированные по ГОСТ 8752-79. При работе механизма возникают потери на трение в контакте вал-манжета, которые зависят от конструкции манжеты, сочетания материалов трущихся поверхностей и их шероховатости, скорости скольжения и вида смазочного материала. Потери в манжетах можно выразить с помощью коэффициента  $\psi_{упл}^*$ . Манжеты выпускают двух типов с одним или двумя рабочими поясками, которые контактируют со шлифованной и полированной поверхностью стального закаленного вала с шероховатостью  $R_a=0,32$  мкм. Условия работы - достаточное количество смазки и особенно при непрерывных режимах работы. Взаимное положение вала и манжеты с размерами и усилия, создающие трение показаны на рис.2.

Момент трения рабочих поясков по валу  $T'_{упл}$  можно представить в виде:

$$T'_{упл} = \sum r \Delta F = f_p r \sum \Delta q \quad (20)$$

где  $r$  - радиус поверхности трения,

$f_p$  - коэффициент трения резины по рабочей поверхности вала (с учетом смазывания);

$\Delta q$  - элементарная нормальная сила, действующая на элементарном участке поверхности трения длиной  $-ra$  ( $r=d_M/2$ ).

Нормальная сила, действующая на вал в месте контакта с кромками манжеты, является равнодействующей силы упругости пружины, прижимающей воротничок к валу и силы упругости рабочих кромок манжеты, так как их диаметр (в свободном состоянии)

на  $0,2...0,8$  мм меньше диаметра посадочной поверхности вала -  $d_M$ . Выражение для момента потерь в уплотнении равно

$$T'_{\text{упл}} = k_{\text{п}}(1 + k_{\text{м.у}})f_p d_M \quad (21)$$

где  $k_{\text{п}}$  - коэффициент, зависящий от действительных размеров пружины манжеты.

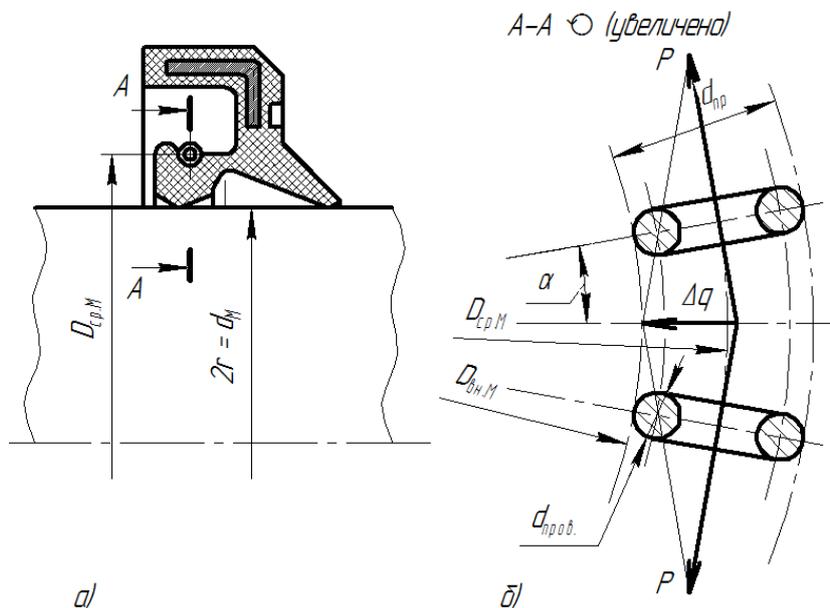


Рис. 2. К расчету потерь в уплотнениях (а – манжетное уплотнение, б – усилия, действующие на манжету)

По данным ОСТ 3805148-78 для интервала диаметров манжет  $d_M=16...50$  мм можно принять значение  $k_{\text{п}}=20...35$  Н (меньшее значение для манжет бóльших размеров). По экспериментальным данным НТЦ "Редуктор" для идентичного диапазона диаметров  $d_M=16...50$ мм, значение  $k_{\text{м.у}} = 0,8 ... 2,5$  в зависимости от количества рабочих поясков на манжете, характера посадки уплотняемой поверхности вала и температуры манжеты (или масла). Бóльшие значения следует использовать для двухпоясковых манжет при  $d_M \cong 20$ мм с отклонением (посадкой) на валу под манжету  $h8$ , температурой масла в редукторе  $50...60^\circ\text{C}$ . Меньшие значения – для однопоясковых манжет при  $d_M \cong 50$ мм с посадкой  $d10$  и при температуре масла в корпусе  $85...95^\circ\text{C}$ .

Значения  $f_p$  при работе с минеральными и нефтяными маслами могут быть приняты в диапазоне  $f_p= 0,05...0,12$  в зависимости от скорости скольжения, вязкости масла и шероховатости на рабочей поверхности вала. Меньшие значения при скорости скольжения  $V_{\text{ск}}>2,5$  м/сек, шероховатости  $R_a<0,8$ мкм и вязкости масла  $\nu_{50}<40$  м<sup>2</sup>/с.

Далее, чтобы получить зависимости для определения коэффициентов потерь в манжетах для опор быстроходного и тихоходного валов авторы [4] предлагают следующие преобразования: умножив  $T'_y$  на частоту вращения и выразив  $U_H$  как  $\frac{n_1}{n_2}$ , а  $P_{\text{ПЗ}}$  через основную силовую характеристику - вращающий момент на выходном валу  $T_2$  получим зависимости коэффициентов потерь для каждой манжеты, установленной на ведущем валу (червяка)

$$\psi_{упл1}^* = k_{п} d_{M1} (1 + k_{м.у}) f_p U \eta_{защ} / T_2, \quad (22)$$

установленной на ведомом валу (вал червячного колеса)

$$\psi_{упл2}^* = k_{п} d_{M2} (1 + k_{м.у}) f_p / T_2. \quad (23)$$

Анализируя зависимости (22) и (23) убеждаемся в том, что потери в манжете на ведущем валу оказывают бóльшее влияние на общие потери в манжетах при их одинаковых размерах  $\psi_{упл1}^* / \psi_{упл2}^* \approx U \eta_{защ}$ . Это позволяет при  $U \leq 20$   $\psi_{упл2}^*$  не учитывать погрешность, в определении  $\psi_{упл}^*$  при этом не превышает 10%. При выполнении предварительных и проектных расчетов значения коэффициента потерь в манжетах в зависимости от передаточного числа можно выбирать по кривым  $\psi_{упл}^* = f(U_N)$  на рис.3.

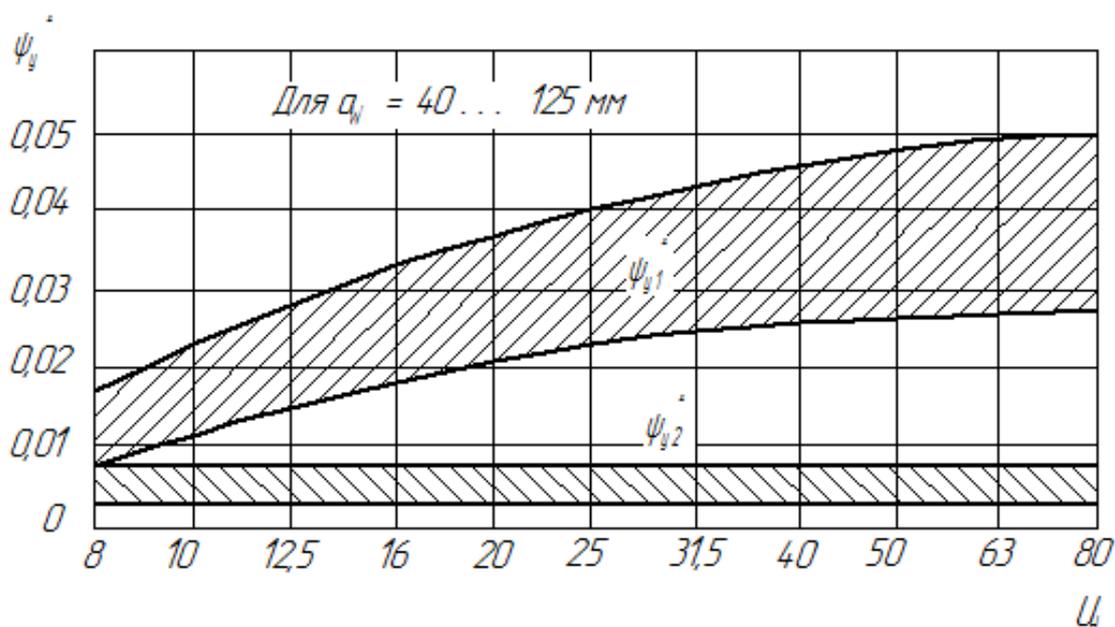


Рис. 3. Относительные потери в уплотнениях

### Потери на размешивание и разбрызгивание масла

Данный вид потерь изучен недостаточно и нуждается в дальнейшем рассмотрении. В литературе имеются эмпирические зависимости для их определения, но они не дают удовлетворительных результатов для всего диапазона применяемых в машиностроении червячных передач. К настоящему времени по данным работы [4] были проведены эксперименты и получены зависимости для редукторов, отражающие общие закономерности изменения данного вида потерь от тех или иных факторов. На величину потерь, которая расходуется на размешивание и разбрызгивание масла влияют:

- вязкость масла, которая зависит от сорта смазки, нагрузки и, как следствие, температуры. Эти потери убывают с уменьшением вязкости;

- скорость движения погружаемых в масло деталей передачи (червяка, червячного колеса и др.). Данные потери возрастают с увеличением скорости движения;
- габариты деталей – потери растут с увеличением размеров этих деталей;
- взаимное расположение осей редуктора в пространстве – для универсальных червячных редукторов наибольшие потери соответствуют схеме, в которой червяк и червячное колесо лежат в горизонтальной плоскости (при этом вал червячного колеса вертикален); наименьшие потери в схеме - “червяк над колесом”. При этом необходимо учитывать режим нагружения. Наиболее достоверные значения мощности потерь  $P'_m$ , кВт, при смазке окутанием [8] дает зависимость

$$P'_m = K_m b v \sqrt{v v_0} \quad (24)$$

где  $b$  - ширина, погруженной в масло детали (при червяке  $b_1$  - длина нарезанной части червяка с добавкой длин подшипниковых шеек, для червячного колеса  $b_2$  - ширина колеса), и, в зависимости от глубины погружения колеса нужно учитывать длину вала червячного колеса, погруженную в масло, м;

$v$  - окружная скорость детали, находящейся в масле (обычно на наибольшем диаметре), м/с;

$K_m$  - коэффициент, значение которого рекомендуется принимать  $(0,8 \dots 1,5) 10^{-6}$  [8];

$v_0$  - кинематическая вязкость масла, соответствующая температуре  $50 \dots 60^\circ\text{C}$ .

Экспериментальные исследования [8] свидетельствуют, что  $K_m$  изменяется в более широком диапазоне. Для уточнения его значений для редукторов типов РЧУ и Ч были проведены экспериментальные работы по определению момента потерь  $T'_m$  на размешивание масла. Исследования проводили в корпусе редуктора Ч-63 с червяком под колесом. Смазка-масло цилиндрическое 52. Результаты проделанной работы представлены в таблице 3. После математической обработки значения  $K_m$  приведены в таблице 4. Представленные значения соответствуют суммарным потерям на размешивание масла червяком (колесом) совместно с подшипниками. При уровнях масла, соответствующих погружению червяка на  $(0,3 \dots 0,6)d_1$  или колеса на  $(0,25 \dots 0,35)d_2$ , табличные значения следует увеличить на  $10 \dots 20\%$ , так как при таких уровнях начинают существенно влиять потери на размешивание масла подшипниками. Большие значения коэффициентов следует брать при меньших значениях межосевых расстояний и больших уровнях погружения вращающихся элементов в масло. При уточненном расчете потерь в редукторах с горизонтальным положением червяка и вертикальным положением вала колеса (колесо сбоку от червяка) следует отдельно определить мощность потерь на разбрызгивание и размешивание масла червяком и колесом, а затем рассчитать  $\psi_m^*$  по формуле (8), предварительно определив  $\eta_{\text{защ}}$ . Для предварительных расчетов потерь на размешивание масла можно использовать кривые изменения коэффициентов  $\psi_m^*$  представленные на рис. 4. Данные результаты получены на редукторах с  $a_w = 40 \dots 125$  мм с червяком под колесом и глубиной погружения в масло равной  $(0,3 \dots 0,5)d_1$ .

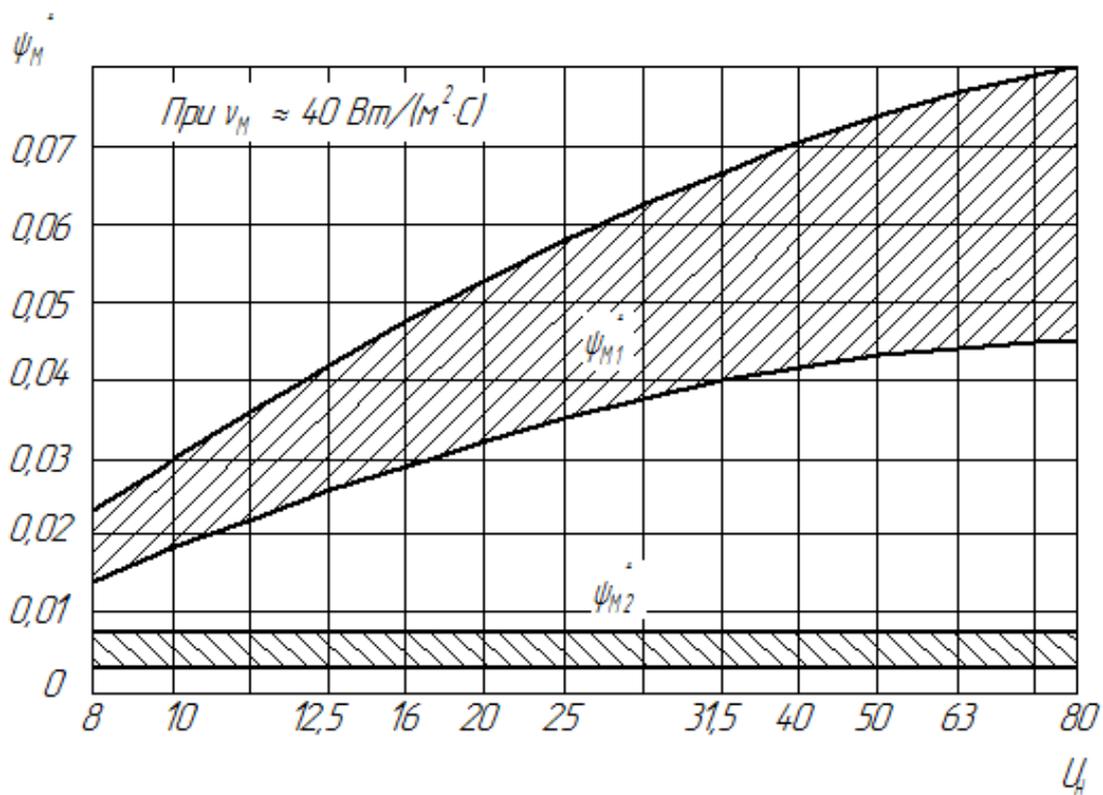


Рис. 4. Относительные потери на размешивание и разбрызгивание масла

Таблица 3. Момент потерь на размешивание масла

Температура масла	Значение $T'_m$ , Н мм при уровне масла				
	Выше оси червяка		До оси червяка	Ниже оси червяка	
	На 20 мм	На 10 мм		На 5 мм	На 10 мм
25	22,0/21,5	18,0/18,0	15,0/15,0	13,0/12,6	11,6/11,4
40	12,0/11,6	10,0/9,6	8,6/8,2	7,3/7,3	7,2/7,0
60	7,8/7,6	7,0/6,0	5,6/5,6	5,0/5,0	4,0/3,9
80	4,2/4,0	3,6/3,4	3,4/3,4	3,0/3,0	2,7/2,7
100	2,9/2,9	2,4/2,3	2,2/2,1	2,0/2,0	1,9/1,8

Таблица 4. Значения коэффициента  $K_M$

Межосевое расстояние, мм	$K_M \cdot 10^{-6}$ при уровне погружения $h$ в масло			
	червяка	колеса	червяка	колеса
	$h \leq 2m$	$h \leq (1/8) \cdot d_2$	$2m < h < (1/3) d_1$	$(1/8) d_2 < h < (1/4) d_2$
40 – 80	3,0 – 5,0		5,0 – 8,0	
80 – 160	1,5 – 3,0		3,5 – 5,0	
160 – 200	0,8 – 1,5		1,5 – 3,5	

## Вентиляционные потери

Для строгого определения этой составляющей потерь в редукторах можно воспользоваться результатами исследований в работе [9]. Однако, коэффициент потерь  $\psi_B^*$  невелик и составляет всего  $\psi_B^* = 0,003 \dots 0,015$ . Значения потерь получены при следующих данных  $a_w \leq 160$  мм,  $n_1 = 1500$  мин<sup>-1</sup>.

## Потери холостого хода.

Данные потери, т.е. потери, определяющие нагрузку в момент пуска редуктора, который не нагружен полезной нагрузкой, а также и инерционной, следует рассчитывать для редукторов малой мощности, а также для приводов, где используются двигатели с малым отношением пускового момента к номинальному моменту.

### Потери на тихоходном валу.

Нагрузка для тихоходного вала редуктора в режиме холостого хода выглядит следующим образом:

- момент потерь в опорах  $T_{п2}^{x,x}$ ,
- момент потерь в уплотнениях  $T_{y2}^{x,x}$
- момент потерь на размешивание масла  $T_{M2}^{x,x}$  (для редукторов с колесом под червяком).

Следовательно

$$T_2^{x,x} = T_{y2}^{x,x} + T_{M2}^{x,x} + T_{п2}^{x,x} \quad (25)$$

Необходимо отметить, что  $T_{y2}^{x,x}$  не зависит от нагрузки, т. к. коэффициент трения пары резина-сталь почти не зависит от температуры, вязкости масла и температуры на поверхности трения, т. е.  $T_2^{x,x} \approx T_{y2}^{x,x}$ .

Момент потерь на размешивание масла  $T_{M2}^{x,x}$  рассчитывают по формуле (24) с пересчетом мощности потерь на момент потерь, он является функцией вязкости масла (при прочих равных условиях); значения его на холостом ходу значительно больше, чем при работе под нагрузкой, особенно для масел с высокой вязкостью и большим градиентом вязкости по температуре.

Момент потерь в подшипниках  $T_{п2}^{x,x}$  зависит от суммарного веса колеса, тихоходного вала, внутренних колец и тел качения подшипников и других, вращающихся вместе с валом деталей, а также и от сил в зацеплении на холостом ходу. Если пренебречь потерями от действия осевых сил в зацеплении (при холостом ходе они незначительны), то момент потерь в подшипниках можно записать в следующем виде

$$T_{п2}^{x,x} = 0,5 d_{п2} f_{пр} (G_k + G_{п2} + R_{2\sigma}) \quad (26)$$

где  $G_k$  - сила веса колеса и вала, Н;

$G_{п2}$  - сила веса вращающихся частей подшипников колеса, Н;

$R_{2\sigma}$  - суммарное усилие в зацеплении, значение которого определяется всеми рассмотренными выше составляющими потерь, Н. Направление этого усилия зависит от направления вращения и взаимного положения червяка и колеса. Величиной  $R_{2\sigma}$  можно

пренебречь, т.к. сила веса и  $F_{r2}$  действуют в противоположные стороны. Для схемы редуктора с червяком под колесом зависимость примет вид

$$T_{п2}^{x,x} = 0,5d_{п2}f_{пр}(G_k + G_{п2}) \quad (27)$$

#### Потери на быстроходном валу.

Быстроходный вал редуктора воспринимает действие следующей нагрузки:

- момент потерь  $T_2^{x,x}$  в зацеплении, который определяется суммарным моментом потерь на тихоходном валу;
- момент потерь в подшипниках -  $T_{п1}^{x,x}$
- момент потерь в уплотнениях -  $T_{y1}^{x,x}$
- момент потерь на размешивание масла (если червяк погружен в масляную ванну) -  $T_{м1}^{x,x}$ .

Окончательно

$$T_1^{x,x} = T_{п1}^{x,x} + T_{y1}^{x,x} + T_{м1}^{x,x} + T_2^{x,x}/(\eta_{зац}^{x,x}) \quad (28)$$

Момент потерь  $T_{y1}^{x,x}$  примерно равен моменту потерь в уплотнениях в рабочем режиме и его можно посчитать по формуле (21). Для этого надо сначала определить мощность потерь, а затем момент потерь по зависимости

$$T_i^{x,x} = 162,5P'_i/n_1$$

Значение  $T_{м1}^{x,x}$  значительно больше момента потерь на размешивание масла при рабочем режиме, т.к. температура масла на холостом ходу ниже рабочей, а вязкость выше. Момент потерь на размешивание масла  $T_{м1}^{x,x}$  можно определить, используя зависимость (25), пересчитав при этом мощность потерь  $P'_m$  на момент потерь по зависимости (30). Анализ экспериментальных результатов (по данным [4]) показывает, что для редукторов типов РЧУ и Ч при  $a_w \leq 80$  мм момент потерь на размешивание масла на холостом ходу в 1,5...6 раз может быть больше соответствующего момента при рабочем режиме с учетом вязкости масла. Значение момента потерь в подшипниках,  $T_{п1}^{x,x}$  можно определить аналогично потерям на тихоходном валу (пренебрегая, как и на тихоходном валу радиальными составляющими реакций от усилий в зацеплении)

$$T_{п1}^{x,x} = 0,5d_{п1}f_{пр}(G_{ч} + G_{п1}) + 0,5d_{п1}f_{пр}^*F_{a1}^{x,x} \quad (29)$$

где  $G_{ч}$  - вес червяка, Н;

$G_{п1}$  - вес вращающихся частей подшипников червяка, Н;

$F_{a1}^{x,x} = F_{t2}^{x,x} = 2T_2^{x,x}/(\eta_{зац}^{x,x}d_2)$  - осевое усилие на червяке, Н.

Для расчета по зависимостям (26), (27), (28) и (29) значения коэффициентов  $f_{пр}$  и  $f_{пр}^*$  можно принять равными соответствующим коэффициентам при рабочем режиме. Определив момент потерь на тихоходном и быстроходном валах редуктора можно найти мощность холостого хода  $P_1^{x,x}$ , которая будет соответствовать частоте вращения вала червяка -  $n_1$

$$P_1^{x,x} = 0,0063T_1^{x,x}n_1 \quad (30)$$

Полученное значение мощности холостого хода можно рассматривать самостоятельной характеристикой редуктора, а отношение его к, найденной экспериментальным путем, мощности холостого хода - количественной оценкой качества редуктора.

### Анализ потерь в червячном редукторе

Проведенные исследования [4] достаточно убедительно подтверждают, что большая доля всех потерь в червячном редукторе имеет место в зацеплении, однако они составляют не 90%, как утверждают многие авторы, а только 60...75% всех потерь. Потери в зацеплении  $\eta_{\text{зац}}$  можно определить по зависимости (14), используя значения  $f_{\text{пр}}$  и  $\varphi'_{\text{пр}}$  из таблицы 1. Значительной составляющей потерь являются потери в подшипниках, которые составляют 15...30% всех потерь. Абсолютная величина потерь зависит от конструкции опор, габаритов и передаточного числа редуктора. Относительные потери в опорах растут с увеличением передаточного числа. При проектных расчетах коэффициент потерь в опорах можно определить, используя рис.1, а при уточненном расчете по зависимости (16) или (17). Потери в уплотнениях могут составлять 1...8% всех потерь и зависят от конструктивных особенностей уплотнений. Большее влияние на КПД редуктора оказывают манжеты, установленные на червяке. Коэффициент  $\psi_{y1}^*$  относительных потерь в опорах червяка зависит от передаточного числа редуктора, а для опор вала червячного колеса  $\psi_{y2}^*$  остается практически постоянной величиной (см. рис.3).

Значения этих коэффициентов для каждой из опор, можно определить по зависимостям (22) и (23), а для предварительных расчетов можно воспользоваться данными на рис.3. Большие значения принадлежат редукторам меньших размеров с посадкой по валу  $h8$  и  $h9$ , меньшие значения - редукторам больших размеров с посадкой по валу  $f9$  и  $d10$ . Потери мощности на размешивание масла колеблются в диапазоне 1,5...8,5% от всех потерь и зависят они от вязкости масла, схемы взаимного расположения валов редуктора в пространстве, глубины погружения червяка или колеса в масло. Величину мощности потерь на размешивание  $P'_m$  можно определить по зависимости (24), а затем рассчитать коэффициент потерь. Для предварительных расчетов коэффициент потерь  $\psi_m^*$  можно определить по графику рис.4. При использовании графика надо учесть, что значения  $\psi_m^*$  соответствуют вязкости масла  $\nu_m=40 \text{ м}^2/\text{с}$  при глубине погружения колеса в масло на  $0,25d_2$ , а червяка на  $0,5d_1$ . Если глубина погружения деталей в масло будет отличаться от указанных ранее значений, то данные из графика рис.4 необходимо уточнить, используя информацию, приведенную в таблице 3. При оценке потерь надо иметь в виду, что если редуктор выполнен по схеме "червяк под колесом", то, учитывают потери только на червяке -  $\psi_{m1}^*$ . При положении червяка над колесом учитывают только потери -  $\psi_{m2}^*$ . Если червяк и червячное колесо расположены в горизонтальной плоскости, то надо суммировать оба коэффициента. Большие значения  $\psi_m^*$  принадлежат редукторам меньших размеров. На рис.5 показан характер распределения и количественная оценка потерь в редукторах типа РЧУ в зависимости от передаточного числа.

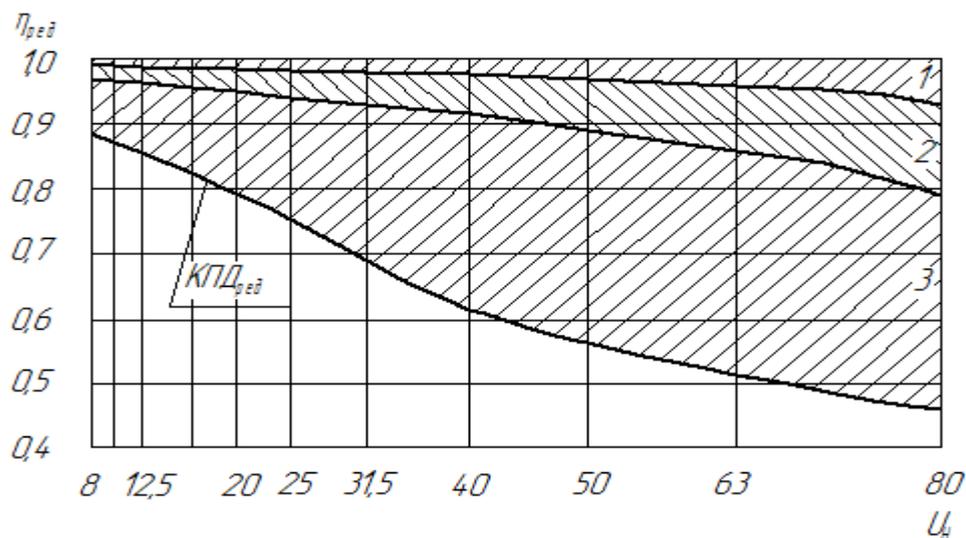


Рис. 5. Характер распределения потерь в редукторах типа РЧУ

1 – в уплотнениях, 2 – в подшипниках, 3 - в зацеплении и на размешивании масла

### Список литературы

- [1]. Кудрявцев В.Н. Детали машин: Учебник для ВУЗов. Л.: Машиностроение. 1980. 464с.
- [2]. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением. Зубчатые и червячные. 2 изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение. 1969. 486 с.
- [3]. Niemann G., Winter H. Maschinenelemente. Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2003. 376 p. DOI: 10.1007/978-3-662-11873-3
- [4]. Левитан Ю.В., Обморнов В.П., Васильев В.И. Червячные редукторы. Л.: Машиностроение. 1985. 168с.
- [5]. Колчин Н.И. Механика машин. В 2 т. 3-е изд., перераб. Т. 2. Кинестатика и динамика машин. Трение в машинах. Л.: Машиностроение. 1972. 456 с.
- [6]. Колчин Н.И. Зубчатые и червячные передачи. Л.: Машиностроение. 1974. 352 с.
- [7]. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение. 1992. 606 с.
- [8]. Розенберг Ю.А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность деталей машин. М.: Машиностроение. 1970. 312 с.
- [9]. Шредер В., Леманн Д. Центробежные вентиляторы для охлаждения редуктора. // Экспресс-информация. Серия "Детали машин". 1981. № 28. С.15-28.