

МНОГОВАРИАНТНЫЙ РАСЧЕТ НА ПЭВМ ПЕРЕДАЧ С РОЛИКОВЫМИ ЦЕПЯМИ

Анотація. У статті запропонований варіант методики вибору параметрів ланцюгових передач з роликowymi ланцюгами. Наведені залежності для знаходження значень критеріїв розрахунку на основі аналізу робіт в галузі дослідження доцільності використання ЕОМ з метою забезпечення багатоваріантності розрахунків. Показана таблиця результатів розрахунку конкретної ланцюгової передачі на ПЕОМ типу ІВМ за розробленою авторами програмою DMRCPU.

Подбор параметров цепной передачи в соответствии с исходными данными на проектирование должен производиться по целому ряду критериев: сопротивление износу деталей шарниров цепи, сопротивление усталостному разрушению деталей звеньев цепи, ударно-циклическая прочность деталей шарниров цепи и зубьев звездочки, уровень шума и др. [1].

В связи с этим определение оптимального сочетания значений параметров передачи, которая может быть открытой, с ограждением, со звукоизолирующим кожухом, с роликовой, втулочной либо зубчатой цепями различных исполнений, связано с производством большого объема вычислений по сложным эмпирическим зависимостям.

В частности, на основе анализа большого числа работ (различных творческих коллективов стран СНГ), посвященных вопросам проектирования цепных передач, и результатов собственных исследований автора в указанной области предлагается вариант методики расчета передач с роликowymi цепями по четырем упомянутым выше критериям.

Допускаемая на цепь мощность по условию износостойкости деталей шарниров цепи $P_{и}$:

$$P_{и} \leq \left(K_{кар} \cdot K_M \cdot K_K \cdot K_u \cdot t^3 \cdot u^{0,2} \cdot m^{0,8} \right) / (T_h \cdot K_3) - \\ - 1,6 \cdot 10^{-8} \cdot t^{3,25} \cdot n_1 \cdot u^{-0,25} \cdot m - \\ - 1,52 \cdot 10^{-15} \cdot t^{4,85} \cdot n_1^3 \cdot u^{-0,75} \cdot m \quad (1)$$

Допускаемая на цепь мощность по сопротивлению усталости деталей звеньев цепи $P_{и}$:

$$P_{и} \leq \left[(m \cdot K_D) / K_p \right] \cdot (1,106 \cdot 10^{-4} \cdot t^{2,73} \cdot n_1^{0,73} \cdot u^{-1} \cdot K_K - \\ - 2,007 \cdot 10^{-8} \cdot t^{3,85} \cdot n_1 \cdot u^{-1} - \\ - 1,362 \cdot 10^{-14} \cdot t^{4,85} \cdot n_1^3 \cdot u^{-3}) \quad (2)$$

Предельная частота вращения ведущей звездочки $n_{1пред}$ из условия обеспечения ударно-циклической прочности деталей цепи и звездочки:

$$n_{1пред} \leq K_{пр} / (t \cdot u^{0,0625}) \quad (3)$$

В формулах (1) - (3) принято:

t - шаг цепи, мм; m - рядность цепи; $n_{\text{лпред}}$ - частота вращения ведущей звездочки, об/мин; u - передаточное число; T_h - долговечность цепи, ч; коэффициенты: $K_{\text{кар}}$ - кожуха (при отсутствии кожуха равен 1, при наличии - 1,6); K_M - способа смазки (при периодической и капельной смазке равен 1, при смазке в ванне - 1,5); K_k - качества цепи (для обычных равен 1, для усиленных - 1,4); K_u - передаточного числа (при $u < 1,725$ равен 23 и при $u \geq 1,725$ определяется зависимостью $K_u = 33 \cdot u^{-0,8}$); K_3 - эксплуатации (определяется по известным методикам, например, [2, 3, 4] и зависит от характера нагрузки, величины межосевого расстояния, расположения передачи, способа регулирования натяжения цепи, способа смазки, сменности работы и т.п.); K_D - долговечности (для передачи с межосевым расстоянием, равным 40 шагам цепи, $K_D = \left\{ N_0 \cdot \left[14,5 \cdot (1 + u) + 80 \cdot u^{0,25} \right] / (1740 \cdot n_1 \cdot T_h) \right\}^{0,25}$; здесь N_0 - базовое число циклов нагружения звена цепи (для цепей обычного качества принято равным 10^7 , для усиленных - $5 \cdot 10^6$); K_p - режима (динамичности) нагрузки [2]; $K_{\text{пр}}$ - приведения (для цепей обычного качества равен $3,25 \cdot 10^4$, для усиленных - $4,225 \cdot 10^4$).

Одним из недостатков, сужающих область применения цепных передач, является их повышенная шумность. Для оценки этого параметра можно использовать зависимость, полученную автором в ходе исследования шумовых характеристик цепных передач:

$$L_{mf} = L_m + \Delta_k \quad (4)$$

где L_{mf} - уровень звукового давления передачи, дБ, в заданной значением среднегеометрической частоты $f_{\text{окт}}$, Гц, полосе частот в условиях свободного звукового поля при наличии кожуха и измерении уровня на полусферической поверхности радиусом 1 м и с центром в месте расположения ведущей звездочки; L_m - уровень звукового давления, дБ, при отсутствии кожуха; Δ_k - поправка на кожух, дБ.

Для общего уровня звукового давления в полосе 0,02...20 кГц поправка на кожух Δ_k равна (- 3 дБ), а величина L_m вычисляется как

$$\begin{aligned} L_m = & (63 - 4,4 \cdot \lg m) \cdot \lg t + (24 - 4,4 \cdot \lg m) \cdot \lg n_1 + \\ & + \left[20,06 + 2,2 \cdot \lg(0,278 \cdot u^2) \right] \cdot \lg m - 4,4 \cdot \lg m \cdot \lg P_1 - \\ & - \left[8,76 + 1,05 \cdot (0,278 \cdot u^2) \right] \cdot \lg(0,278 \cdot u^2) - 64,1 \end{aligned} \quad (5)$$

где P_1 - значение мощности на валу ведущей звездочки, кВт.

ГОСТ 12.1.003-83 [5] устанавливает значения допустимых уровней звукового давления (УЗД) общего и в октавных полосах частот, для которых L_{mi} цепных передач вычисляется по формулам, аналогичным (5).

Три приведенные в качестве примера формулы, а именно: (1), (2) и (5), дают представление о трудоемкости расчетов и подтверждают целесообразность проведения их на ЭВМ.

Учитывая изложенное, автором была разработана программа DMRCPU для ПЭОМ типа IBM на языке "Фортран" [6], позволяющая произвести многовариантный

расчет цепных передач с цепями роликовыми ПР (ГОСТ 13568-75), роликовыми усиленными ПРУ (ГОСТ 21834-76) и зубчатыми типа I (ГОСТ 13552-81) в интервале шагов 12,7...50,8 мм и с использованием приведенных выше критериев. Программа внесена в фонд алгоритмов ОГТУ.

Ввод исходных данных для расчета осуществляется пользователем в диалоговом режиме, который позволяет произвести изменение либо корректировку в процессе ввода. Результат расчета выдается в виде таблицы, один из вариантов которой приведен ниже.

Таблица результатов расчета

Исходные данные

Мощность	P_1 , кВт	3,30	Допуск. уровни звукового давления
Частота вращ.	n_1 , мин ⁻¹	234,00	USD, дБ, в октавах (фокт, кГц) и общий
Перед. число	u	5,60	фокт - 0,25 0,50 1,00 2,00 4,00 8,00
Коэф. режима	K_p	1,00	USD - 86. 83. 80. 78. 76. 74.
Коэф. эксплуат.	K_Σ	1,50	Общий в полосе 0,02...20кГц - 90
Долговеч. цепи	T_h , ч	3000,00	

Варианты передач с роликовыми цепями

Наименование параметра	В а р и а н т ы						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Обозначение, ед. величины							
Цепь (1-рол., 2-зубч.)	СЕР	1.	1.	1.	1.	1.	1.
Кожух (1-есть, 0-нет)	FL	0.	0.	0.	0.	0.	0.
Треб.коэф.экспуат	K_Σ	1,500	1,500	1,500	1,500	1,500	1,500
Выбранный шаг цепи	t , мм	25,400	25,400	19,050	19,050	15,875	15,875
Рядность цепи	m	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
Ширина венца звезд	B , мм	14,14	43,43	62,28	87,78	74,90	91,49
Числа зубьев:							
ведущей звезд	Z_1	18	18	18	18	18	18
ведомой звезд	Z_2	100	100	100	100	100	100
Диаметры делительные:							
ведущей звезд	D_1 , мм	146,27	146,27	109,70	109,70	91,42	91,42
ведомой звезд	D_2 , мм	808,64	808,64	606,48	606,48	505,40	505,40
Межосевое расстояние	A_w , мм	999,22	999,22	749,41	749,41	624,51	624,51
Частота предел., мин ⁻¹	$n_{пред}$	1148,9	1148,9	1531,9	1531,9	1838,3	1838,3
Мощность по износу	P_i , кВт	3,9	6,8	4,3	5,4	3,9	4,5
Мощность по усталости	P_u , кВт	8,1	16,3	11,2	15,0	11,4	13,7
Полезн. натяжение цепи	F_p , Н	2128	2128	2838	2838	3405	3405
Ориентировочная масса	G , кг	43	113	78	107	80	97
Относит. стоимость	Котн	1,00	2,25	1,77	2,30	1,69	1,97
Шумовые характеристики	USD, дБ	57,12	57,12	51,75	51,75	48,35	48,35
в октавных полосах частот		56,11	60,70	56,58	58,62	56,04	57,39
(0,25, 0,5, 1, 2, и 8 кГц)		62,34	61,07	53,39	52,86	48,05	47,72
и общий (по вертикали)		66,33	65,56	56,85	56,60	51,26	51,13
		65,59	63,37	53,44	52,52	46,34	45,75
		69,07	69,07	59,90	59,90	54,08	54,08
		73,96	76,31	70,07	71,11	67,18	67,87

В случае превышения значения хотя бы одного из критериев расчета в таблице результатов появляется комментарий с указанием номера варианта передачи, не реализующей условий по исходным данным на проектирование.

При проверке результатов расчета на ЭВМ и по существующим методикам лучшее совпадение наблюдается при долговечности цепи 5000 часов.

Пользователь получает возможность оценки нескольких вариантов цепной передачи уже на этапе оптимизации структурной схемы привода и внести необходимые

изменения в исходные данные, что, в свою очередь, сокращает трудозатраты и время на проектирование привода в целом.

Summary. This article suggests a variant of method's choice of factors chain transmission with roller chains. It contains dependences for finding criterion's significance of calculation. Due to analysis of different publication in the field of investigation of chain transmission these is basis of expedient utilization personal computer in order securing of multiverional calculation. It is demonstrated a table of calculation's results of concrete chain transmission on personal computer like IBM according to elaborated program DMRCPU by the author.

Перелік посилань:

1. Воробьев Н.В. Цепные передачи. 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1968. - 252 с.
2. Дмитриев В.А. Детали машин. - Л.: Судостроение, 1970. - 792 с.
3. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, Г.Б.Иосилевич. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1979. - 702с.
4. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов/ С.А.Чернавский, Г.А.Снесарев, В.С.Козинцев и др. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984. - 560 с.
5. Борьба с шумом на производстве: Справочник/ Е.Я.Юдин, Л.А.Борисов, Н.В.Горенштейн и др.; Под общ. ред. Е.Я.Юдина. - М.: Машиностроение, 1985. - 400 с.
6. Фортран ЕС ЭВМ/ З.С.Бриг, Д.В.Капилевич, С.Ю.Котик, В.И.Цагельский. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Финансы и статистика, 1987. - 287 с.

УДК 621.855.025

В. Ковалевский, Ю. Чирков

(Оренбургский технологический университет, г.Оренбург)

ЗАВИСИМОСТЬ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ МНОГОРЯДНЫХ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ (МПРЦ) ОТ ТОЧНОСТИ РАЗМЕРОВ ПЛАСТИН В ЗВЕНЬЯХ

Анотація. У даній статті розглядається співвідношення між несучою здатністю багаторядних приводних роликів ланцюгів і точністю розмірів пластин у їх відрізках. Різниця розмірів пластин у відділі ланцюга визначає рівномірний розподіл навантажень, які діють на пластини; основою для дослідження є математична модель відрізка ланцюга, виконана збільшенням невизначеної системи. Встановлено фактор нерівномірного навантаження пластини, а також відношення між зменшенням продуктивності ряду ланцюга та величиною допустимих відхилень розмірів пластини.

Значение шага цепи выбирается в соответствии с передаваемой нагрузкой. Увеличение шага цепи ограничивается предельной частотой вращения меньшей звездочки, что определяет применение многорядных приводных роликовых цепей (МПРЦ). Известно, что один ряд многорядной цепи имеет нагрузочную способность меньше, чем однорядная цепь того же шага.

Работоспособность и долговечность МПРЦ обуславливается усталостным разрушением деталей и, прежде всего, пластин. Одной из основных причин их разрушения является неравномерное распределение нагрузки между пластинами по ширине цепи [1]. Конструктивные и технологические факторы оказывают влияние на