

УДК 621.86

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПЛАНЕТАРНОГО  
БАРАБАН-РЕДУКТОРА В МЕХАНИЗМЕ  
ПОДЪЕМА МОСТОВОГО КРАНА***Князев Д. С., Петров А. М.*

Донской государственный технический  
университет, Ростов-на-Дону, Российская  
федерация

[danil\\_knyazev\\_96@inbox.ru](mailto:danil_knyazev_96@inbox.ru)[petrov\\_a\\_m@mail.ru](mailto:petrov_a_m@mail.ru)

Исследованы преимущества замены традиционной схемы механизма подъема мостового крана с двухступенчатым редуктором на схему, в которой применен планетарный редуктор со спаренными сателлитами, смонтированный внутри корпуса барабана. Варьированием распределения передаточного отношения редуктора между отдельными зацеплениями проведена оптимизация его параметров по критерию минимальной массы колесной группы.

**Ключевые слова:** мостовой кран, тележка, механизм подъема, редуктор, зубчатая передача.

**Введение.** Постоянное развитие промышленного производства, оборудования цехов предприятий современной техникой, увеличение объема погрузочно-разгрузочных работ при осуществлении железнодорожных, автотранспортных и морских перевозок сырья и товаров делают актуальными задачи конструирования новой и совершенствования имеющейся грузоподъемной техники, повышения ее технико-экономических характеристик. В предлагаемой статье рассмотрена возможность изменения схемы механизма подъема мостового крана, связанная с заменой обычного двухступенчатого цилиндрического редуктора планетарным, выполненным внутри корпуса грузового барабана, а также проведена оптимизация соотношения размеров его зубчатых колес по критерию минимальной массы.

**Постановка задачи.** В качестве прототипа был выбран механизм подъема мостового крана грузоподъемностью 20/5 тс [1], схема которого представлена на рис. 1. Основные параметры, характеризующие механизм, составляют:

- грузоподъемность  $P = 200$  кН;
- наибольшая высота подъема — 12 м;
- число ветвей полиспаста — 8;
- мощность электродвигателя  $N_{дв} = 30$  кВт;
- частота вращения вала электродвигателя  $n_{дв} = 720$  об/мин;
- передаточное число редуктора  $U \approx 31,65$ ;
- усилие на канат  $F = 27$  кН;
- скорость подъема груза  $v = 9,82$  м/мин;

UDC 621.86

**OPTIMIZATION OF THE PLANETARY  
DRUM-REDUCER IN THE LIFTING  
MECHANISM OF THE OVERHEAD  
CRANE***Knyazev D.S., Petrov A.M.*

Don State Technical University, Rostov-on-Don,  
Russian Federation

[danil\\_knyazev\\_96@inbox.ru](mailto:danil_knyazev_96@inbox.ru)[petrov\\_a\\_m@mail.ru](mailto:petrov_a_m@mail.ru)

The article investigates the advantages of replacing the traditional scheme of the lifting mechanism of the overhead crane, containing a two-stage reducer, to a scheme, which uses a planetary reducer with paired satellites, which is mounted inside the drum housing. By varying the distribution of the gear ratio between the individual gear transmissions, the optimization of its parameters by the criterion of the minimum mass of the wheel group has been carried out.

**Keywords:** overhead crane, trolley, lifting mechanism, reducer, gear transmission.

- диаметр барабана  $D = 500$  мм.

Недостатком подобной достаточно распространенной в крановом оборудовании схемы является ее излишняя громоздкость, требующая значительного рабочего пространства при монтаже на крановой тележке.

В качестве альтернативы предлагается вариант механизма подъема, приведенный на рис. 2. Данный вариант отличается от механизма традиционной компоновки тем, что обычный редуктор заменен на планетарный, выполненный в пространстве корпуса грузового барабана и таким образом составляющий с ним единый узел — барабан-редуктор. При этом попутно отпадает необходимость в двух зубчатых муфтах и достаточно длинном трансмиссионном вале.

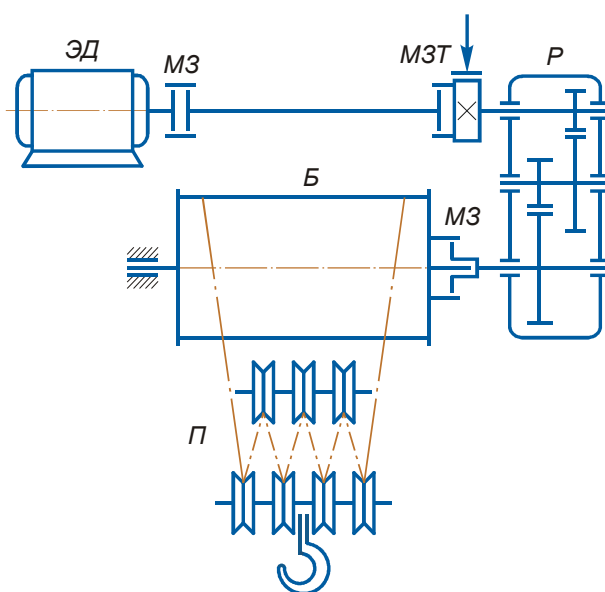


Рис. 1. Кинематическая схема исходного механизма: ЭД — электродвигатель; МЗ — муфта зубчатая; МЗТ — муфта зубчатая с тормозным шкивом; Р — редуктор; Б — барабан; П — полиспаст с крюковой подвеской

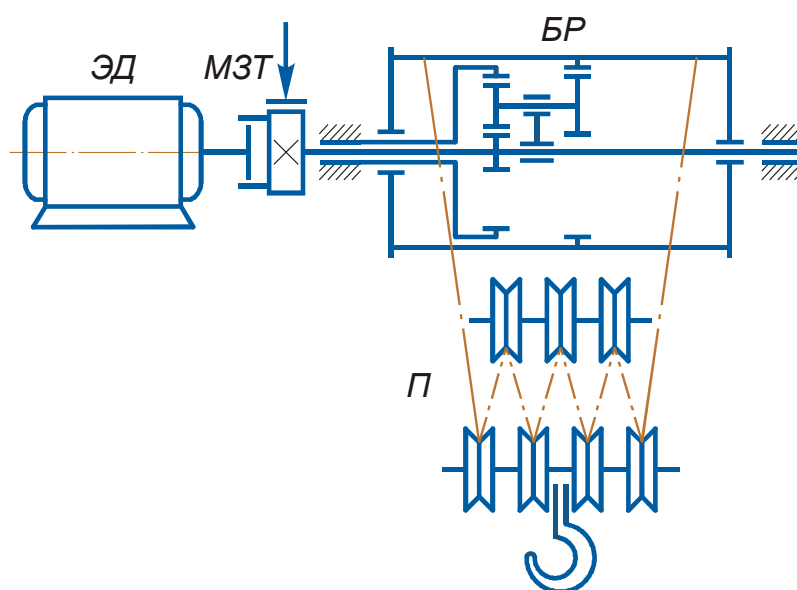


Рис. 2. Кинематическая схема предлагаемого механизма: ЭД — электродвигатель; МЗТ — муфта зубчатая с тормозным шкивом; БР — барабан-редуктор; П — полиспаст с крюковой подвеской

Поставленной целью исследования является расчет параметров планетарного редуктора, обеспечивающих заданные характеристики исходного механизма подъема, приведенные выше, а также выбор оптимального варианта из возможных решений.

**Кинематический расчет редуктора.** Кинематический расчет планетарных механизмов проще проводить по методу обращения движения Ривальса, согласно которому механизм, рассматриваемый в подвижной системе отсчета, связанной с водилом  $H$ , иначе в системе остановленного водила, является обычным зубчатым механизмом с неподвижными осями колес и его называют обращенным механизмом.

Обозначим звенья планетарного редуктора, как показано на рис. 3, и составим таблицу соответствия частот вращения звеньев в неподвижной абсолютной системе отсчета и в подвижной системе остановленного водила (таблица 1).

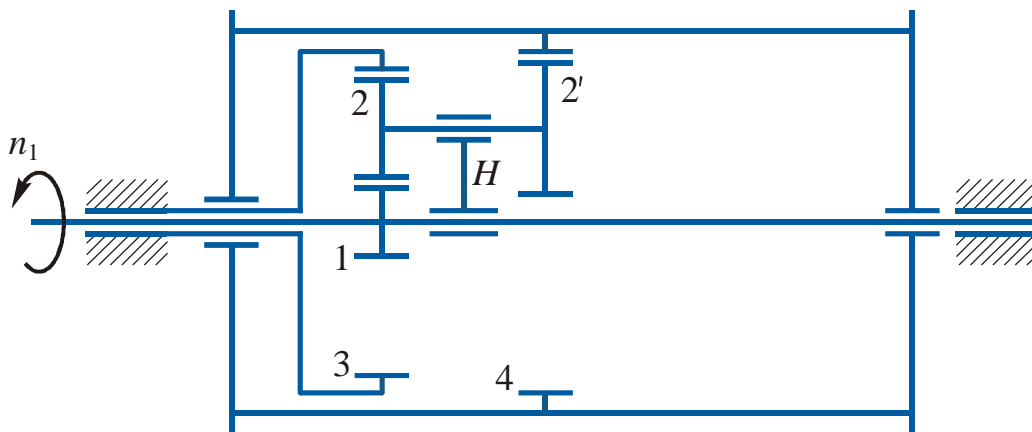


Рис. 3. Кинематическая схема планетарного редуктора: 1 — центральная шестерня; 2 и 2' — шестерни спаренного сателлита (показан один сателлит из трех); 3 — неподвижное корончатое колесо; 4 — корончатое колесо, связанное с барабаном;  $H$  — водило

Таблица 1

Частоты вращения звеньев редуктора

Звено	Абсолютная частота вращения	Частота вращения в системе водила ( $H$ )
1	$n_1$	$n_1 - n_H$
2	$n_2$	$n_2 - n_H$
3	0	$-n_H$
4	$n_4$	$n_4 - n_H$
$H$	$n_H$	0

Передаточные отношения в обращенном механизме, ввиду неподвижности осей всех вращающихся звеньев, легко определяются по числам зубьев колес:

$$i_{12}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1}; \quad i_{13}^{(H)} = i_{12}^{(H)} i_{23}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(\frac{z_3}{z_2}\right) = -\frac{z_3}{z_1}; \quad i_{14}^{(H)} = i_{12}^{(H)} i_{23}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(\frac{z_4}{z_2'}\right) = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_2'}$$

Поскольку найденные передаточные отношения представляют собой отношения соответствующих частот вращения в подвижной системе, связанной с водилом (правый столбец табл. 1), можно записать:

$$\frac{n_1 - n_H}{-n_H} = -\frac{z_3}{z_1}; \quad (1)$$

$$\frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z'_2}. \quad (2)$$

Исключая из уравнений (1) и (2) параметр  $n_H$ , несложно определить отношение частот вращения  $n_1/n_4$ , т. е. абсолютное передаточное отношение редуктора:

$$i_{14} = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3 z'_2}{z_4 z_2}}. \quad (3)$$

Заметим, что при равенстве чисел зубьев сателлитов 2 и 2' и одинаковом модуле, числа зубьев колес 3 и 4, в силу соосности редуктора, также будут равны. В этом случае передаточное отношение, определяемое формулой (3), принимает бесконечное значение. Из этого следует, что редуктор с заданным передаточным отношением  $i_{14}$  возможно реализовать в двух вариантах:

– вариант 1:  $z'_2 < z_2$ , при этом  $i_{14} > 0$  и барабан вращается в том же направлении, что и вал электродвигателя;

– вариант 2:  $z'_2 > z_2$ , при этом  $i_{14} < 0$  и барабан вращается в обратном, по отношению к валу электродвигателя, направлении.

В описанной ниже процедуре оптимизации редуктора в качестве фиксированных параметров принимались передаточное число  $i_{14}$  и число зубьев  $z_4$ , а число зубьев  $z_1$  центральной шестерни варьировалось. Определение чисел зубьев колес 2 и 3 при этом представляет дополнительную задачу, которая решается с привлечением двух очевидных геометрических равенств в отношении радиусов колес, следующих из рис. 3:

$$r_1 + 2r_2 = r_3; \quad (4)$$

$$r_1 + r_2 = r_4 - r'_2. \quad (5)$$

Последнее из них выражает условие соосности редуктора [2]. При одинаковом модуле зубьев всех колес и в отсутствие корригирования равенства (4) и (5) принимают вид:

$$z_1 + 2z_2 = z_3; \quad (6)$$

$$z_1 + z_2 = z_4 - z'_2. \quad (7)$$

Достаточно громоздкая процедура, которую здесь не приводим, позволяет определить параметр  $z_2$  с помощью следующего решения квадратного уравнения:

$$z_2 = -B \pm \sqrt{B^2 - C}, \quad (7)$$

где

$$B = \frac{(3A-1)z_1 - Az_4}{2(2A-1)}; \quad C = \frac{A(z_1^2 - z_1 z_4)}{2A-1}.$$

В свою очередь,

$$A = \frac{z_1}{2z_4} i_{14}.$$

После нахождения  $z_2$  с помощью формулы (6) определяется параметр  $z_3$ .

**Силовой расчет редуктора.** Конечной целью силового расчета редуктора является определение вращающих моментов на валах колес, значения которых необходимы для проведения прочностного расчета.

Вращающий момент на барабане, с учетом 4-х кратного выигрыша в силе при наличии полиспада,

$$T_4 = \frac{PD}{8}, \quad (8)$$

где  $P$  — вес груза;  $D$  — диаметр барабана.

Коэффициент полезного действия редуктора данной схемы составляет  $\eta = 0,9$  [3]. Вращающий момент на входном валу редуктора

$$T_1 = \frac{1}{\eta U} T_4, \quad (9)$$

где  $U = |i_{14}|$  — передаточное число редуктора.

Для определения вращающих моментов  $T_2$  и  $T_3$  достаточно рассмотреть условия равномерного вращения спаренного сателлита вокруг своей оси под действием окружных сил со стороны зацеплений с другими колесами (рис. 4). Для простоты считаем, что сателлит всего один. Разбиение же потока мощности по всем трем сателлитам будет учтено несколько позже.

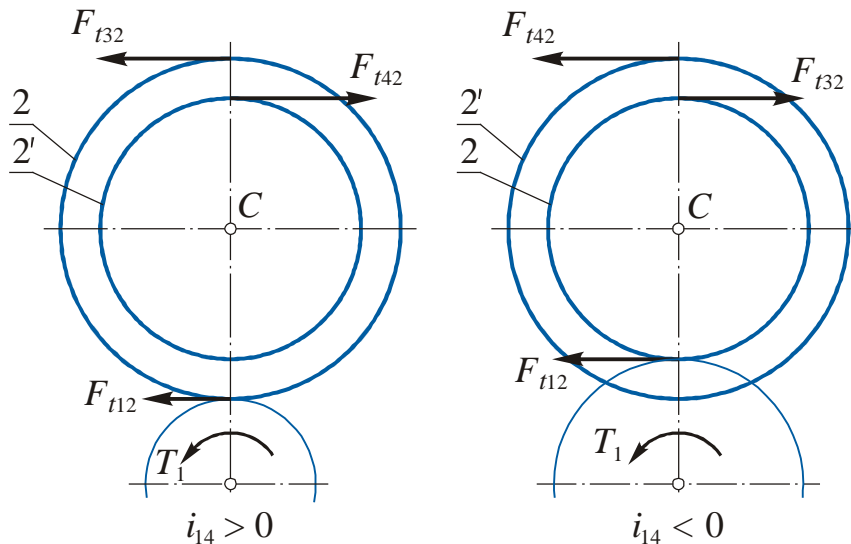


Рис. 4. Окружные силы, действующие на спаренный сателлит при положительном (слева) и отрицательном (справа) передаточном отношении механизма

Силовой анализ выполняем отдельно для двух вариантов редукторов с положительным и отрицательным передаточным отношением.

Вариант  $i_{14} > 0$ . Условие равномерного вращения сателлита имеет вид:

$$\sum M_C(\vec{F}_k) = 0; \quad F_{t32} \cdot 0,5mz_2 - F_{t12} \cdot 0,5mz_2 - F_{t42} \cdot 0,5mz'_2 = 0.$$

Из составленного уравнения находим

$$F_{t32} = F_{t12} + F_{t42} z'_2 / z_2.$$

Учитывая, что

$$F_{t32} = \frac{2T_3}{mz_3}; \quad F_{t12} = \frac{2T_1}{mz_1}; \quad F_{t42} = \frac{2T_4}{mz_4},$$

имеем

$$T_3 = T_1 \frac{z_3}{z_1} + T_4 \frac{z'_2 z_3}{z_2 z_4}.$$

Расчет вращающего момента  $T_2$  имеет особенность, заключающуюся в том, что колесо 2 входит в зацепление сразу с двумя колесами 1 и 3, поэтому и момент на валу будет определяться суммой двух моментов от окружных сил  $F_{t12}$  и  $F_{t32}$ . Поскольку нашей целью в данном случае является не расчет вала, а расчет зубчатой пары 1–2, понадобится только та часть момента  $T_2$ , которая является вкладом окружной силы  $F_{t12}$ .

По закону равенства действия противодействию  $F_{t12} = F_{t21}$ , или

$$\frac{2T_1}{mz_1} = \frac{2T_2}{mz_2},$$

из чего следует

$$T_2 = T_1 \frac{z_2}{z_1}.$$

Заметим, что расчет зубьев на прочность следует проводить не по номинальным значениям вращающих моментов  $T_2$ ,  $T_3$  и  $T_4$ , а по расчетным, учитывающим потерю механической энергии в зацеплениях и опорах, а также неравномерность разделения потока мощности по трем сателлитам. Расчетные моменты:

$$T_2^p = \frac{K_H \eta_{12}}{3} T_1 \frac{z_2}{z_1}; \quad T_3^p = \frac{K_H \eta_{12} \eta_{23}}{3} \left( T_1 \frac{z_3}{z_1} + T_4 \frac{z'_2 z_3}{z_2 z_4} \right); \quad T_4^p = \frac{K_H}{3} T_4,$$

где  $K_H \approx 1,3$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами;  $\eta_{12}$  и  $\eta_{23}$  — частные значения КПД в передачах соответствующих пар колес, каждое из которых можно принять равным 0,97; тройка в знаменателе соответствует числу сателлитов.

Окончательно, с учетом формул (8) и (9), имеем:

$$T_2^p = \frac{K_H \eta_{12} PD}{24 \eta U} \frac{z_2}{z_1}; \quad T_3^p = \frac{K_H \eta_{12} \eta_{23} PD}{24} \left( \frac{1}{\eta U} \frac{z_3}{z_1} + \frac{z'_2 z_3}{z_2 z_4} \right); \quad T_4^p = \frac{K_H PD}{24}. \quad (10)$$

Вариант  $i_{14} < 0$ . Условие равномерного вращения сателлита имеет вид:

$$\sum M_C(\vec{F}_k) = 0; \quad -F_{t32} \cdot 0,5mz_2 - F_{t12} \cdot 0,5mz_2 + F_{t42} \cdot 0,5mz'_2 = 0.$$

Проводя аналогичные выкладки, что и в предыдущем варианте, получим:

$$F_{t32} = F_{t42} z'_2 / z_2 - F_{t12};$$

$$T_3 = T_4 \frac{z'_2 z_3}{z_2 z_4} - T_1 \frac{z_3}{z_1};$$

$$T_2 = T_1 \frac{z_2}{z_1}.$$

Расчетные вращающие моменты:

$$T_2^p = \frac{K_H \eta_{12} PD}{24 \eta U} \frac{z_2}{z_1}; \quad T_3^p = \frac{K_H \eta_{12} \eta_{23} PD}{24} \left( \frac{z'_2 z_3}{z_2 z_4} - \frac{1}{\eta U} \frac{z_3}{z_1} \right); \quad T_4^p = \frac{K_H PD}{24}. \quad (11)$$

**Оптимизация планетарного редуктора.** Прочностной проектный расчет редуктора проводился с использованием модуля APM Trans системы автоматизированного проектирования APM WinMachine. Возможности системы позволили рассчитать 16 вариантов редукторов, обеспечивающих передаточное число, близкое к заданному  $U = 31,65$ , но имеющих различные соотношения чисел зубьев колес, или, иначе говоря, общее передаточное число делилось в разных отношениях между отдельными зубчатыми парами. Для каждого варианта находилась суммарная масса колесной группы, что, в конечном итоге, позволило выбрать оптимальный вариант.

Дополнительные данные для проведения прочностного расчета:

- число зубьев корончатого колеса, связанного с барабаном,  $z_4 = 99$ .
- общий для всех колес модуль зубьев  $m = 4$  мм;
- материал колес: сталь 20ХН; термическая обработка поверхности зубьев — цементация; поверхностная твердость зубьев  $H_{пов} = 58$  RCV; твердость сердцевины  $H_{серд} = 300$  НВ; пределы выносливости для базового числа циклов нагружения: по напряжениям изгиба  $\sigma_{F\lim} = 613$  МПа, по контактным напряжениям  $\sigma_{H\lim} = 1112$  МПа;
- режим работы привода — средний нормальный;
- временной ресурс 20 000 час.

Кроме того, расчет на сопротивление усталости требует задания числа циклов нагружения зубьев, которое очевидным образом зависит от частот вращения колес в обращенном механизме (табл. 1). Соответствующие зависимости для расчетных частот вращения 2, 3 и 4-го колес имеют вид:

$$n_2^p = (n_1 - n_H) \frac{z_1}{z_2}; \quad n_3^p = n_H; \quad n_4^p = (n_1 - n_H) \frac{z_1 z_2'}{z_2 z_4}, \quad (12)$$

где

$$n_1 = n_{дв} = 720 \text{ об/мин}; \quad n_H = \frac{z_1}{z_1 + z_3} n_1.$$

Результаты кинематического расчета редуктора, проведенного для различных чисел зубьев центральной шестерни 1, представлены в таблице 2

Таблица 2

Результаты кинематического расчета

Вариант	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_2'$	$z_4$	$i_{14}$ (фактическое)
$i_{14} > 0$						
1	18	49	117	32	99	32,87
2	21	46	114	32	99	32,31
<b>3</b>	<b>24</b>	<b>43</b>	<b>111</b>	<b>32</b>	<b>99</b>	<b>33,97</b>
4	27	41	111	31	99	33,57
5	30	39	108	30	99	28,60
6	33	37	108	29	99	29,47
7	36	35	108	28	99	31,43
8	39	33	105	27	99	27,92
$i_{14} < 0$						
9	18	35	90	46	99	-30,80
10	21	34	90	44	99	-29,95
11	24	33	90	42	99	-30,25
12	27	32	90	40	99	-31,78
13	30	31	93	38	99	-27,06
14	33	30	93	36	99	-30,00
15	36	29	93	34	99	-35,35
16	39	28	96	32	99	-31,98

Замечание. В варианте 9 не выполняется условие соседства [2] по шестерням 2' спаренных сателлитов ввиду слишком больших диаметров вершин зубьев. По той же причине

компоновка редуктора по вариантам 9, 10 и, отчасти, 11 дает слишком малый диаметр центрального вала. Перечисленные варианты следует исключить из рассмотрения.

Заметное отклонение фактических передаточных отношений редуктора от заданного значения 31,65 обусловлено чувствительностью кинематической схемы к округлению чисел зубьев колес, имеющих сравнительно крупный модуль.

Для обеспечения условия сборки редуктора числа зубьев всех центральных колес брались кратными числу сателлитов, т. е. трем [2]. При этом для многих из вариантов нарушалось геометрическое условие (4). Чтобы начальные радиусы колес по-прежнему удовлетворяли этому условию, зубья колеса 3 следует нарезать со смещением, т. е. выполнить обычную в таких случаях операцию корригирования.

В таблице 3 приведены результаты проектного прочностного расчета редуктора средствами системы автоматизированного проектирования APM WinMachine. При подсчете массы колеса с внешними зубьями условно рассматривались диски постоянной толщины  $b_k$  и диаметром, равным делительному диаметру  $d_k$ . Колеса с внутренними зубьями представлялись в виде колец толщиной  $b_k$ , внутренним диаметром  $d_k$  и внешним диаметром  $d_k + 12m$ .

Таблица 3

## Результаты прочностного расчета

Вариант	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$d_3$ , мм	$d_2'$ , мм	$d_4$ , мм	$b_1$ , мм	$b_2$ , мм	$b_3$ , мм	$b_2'$ , мм	$b_4$ , мм	$m_{\Sigma}$ , кг
$i_{14} > 0$											
1	72	196	468	128	396	41	38	41	51	55	41,05
2	84	184	456	128	396	43	40	43	51	55	41,24
<b>3</b>	<b>96</b>	<b>172</b>	<b>444</b>	<b>128</b>	<b>396</b>	<b>44</b>	<b>41</b>	<b>44</b>	<b>51</b>	<b>55</b>	<b>40,97</b>
4	108	164	444	124	396	46	43	46	52	56	42,01
5	120	156	432	120	396	47	44	47	53	57	42,31
6	132	148	432	116	396	50	46	50	53	57	43,62
7	144	140	432	112	396	51	47	51	54	58	44,54
8	156	132	420	108	396	53	49	53	55	59	45,74
$i_{14} < 0$											
9	72	140	360	184	396	72	67	72	50	54	50,60
10	84	136	360	176	396	70	65	70	50	54	49,31
11	96	132	360	168	396	68	63	68	51	55	48,61
12	108	128	360	160	396	67	62	67	51	55	48,01
13	120	124	372	152	396	66	61	66	52	56	48,42
14	132	120	372	144	396	66	61	66	53	57	48,90
15	144	116	372	136	396	66	61	66	53	57	49,16
16	156	112	384	128	396	66	61	66	54	58	50,41

**Заключение.** Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

- оптимальным по соотношению чисел зубьев колес является редуктор, выполненный по 3-му варианту (соответствующие строки в таблице 2 и 3 выделены жирным шрифтом). Такой редуктор имеет минимальную массу колесной группы;

- планетарные редукторы с отрицательным передаточным отношением, иногда используемые в приводах грузоподъемных машин, заметно проигрывают по массе колесной





группы редукторам с положительным передаточным отношением. Можно рекомендовать учитывать это обстоятельство при проектировании приводов машин с редукторами рассмотренной схемы.

#### **Библиографический список**

1. Желтонога, А. И. Краны и подъемники. Атлас конструкций: учеб. пособие в 2 ч. Ч. 1. / А. И. Желтонога, Н. В. Кучерин, А. И. Ковальчук. — Минск : Высшая школа, 1974. — 116 с.
2. Детали машин и основы конструирования : учебник для студентов вузов / Г. И. Роцин [и др.]; под ред. Г. И. Роцина, Е. И. Самойлова. — Москва : Дрофа, 2006. — 415 с.
3. Кузьмин, А. В. Расчеты деталей машин: справ. пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. — Минск : Высшая школа, 1986. — 400 с.