

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ВЕРТИКАЛЬНЫМИ ОСЯМИ

Рассмотрен способ уменьшения негативного влияния динамических процессов в зубчатых зацеплениях редуктора привода вертикального вала слябинга 1150. Определено рациональное положение точки осевой опоры шестерни, способствующее уменьшению концентрации нагрузок на кромках зубьев. Рекомендуется в промежуточной шестерне верхний радиальный подшипник заменить радиально-упорным, а нижний, радиально-упорный, заменить радиальным, что уменьшает амплитуду колебаний шестерни в вертикальной плоскости.

слябинг, редуктор привода вертикального вала, колебания

Состояние вопроса. Вертикальные и горизонтальные редукторы имеют отличительные особенности в динамических нагрузках на опорах валов шестерён и зубчатых зацеплениях. Это обусловлено тем, что перераспределение сил реакции в опорах N_A и N_B (рис. 1, шестерня 3) зависит не только от точек приложения нагрузок, перпендикулярных оси, но и от расположения самой оси. При горизонтальном её положении величины реакций N_A и N_B отражают технологические нагрузки в зубчатых зацеплениях, силу тяжести шестерни и по величине пропорциональны расстояниям соответствующих опор до центра масс тела O . Для вертикальной оси (рис. 1) необходимо учитывать, что появляется третья опора, например, в точке B и сила реакции в ней N_B , уравновешивающая силу тяжести P корпуса шестерни. В данном случае создаются условия для перекоса вала, а, следовательно, для концентрации нагрузок на кромках зубчатых зацеплений. Эффект перекоса увеличивается для шестерни, к которой приложено несколько нагрузок, перпендикулярных оси вала (рис. 1, шестерня 2). Следовательно, существует необходимость выбора расположения точки вертикальной опоры вала шестерни, уменьшающего возможность перекоса вала, как для шестерни с одним передаточным звеном (рис. 1, шестерни 1 и 3), так и для двух или нескольких звеньев (рис. 1, шестерня 2).

Примером может служить редуктор привода вертикальных валков слябинга 1150 меткомбината "Запорожсталь". На рис. 1 представлена схема одной из двух ветвей привода вертикального вала, которая приводится автономным электродвигателем постоянного тока 1, передающим крутящий момент через промежуточную шестерню 2 выходной шестерне 3. Шестерня 3 соединена шпинделем с валком. На шестерне 3 замыкается и вторая ветвь (на рисунке не представлена). В силу вертикального положения шестерён они имеют ещё и третью опору,

которая расположена в месте установки радиально-упорных подшипников.

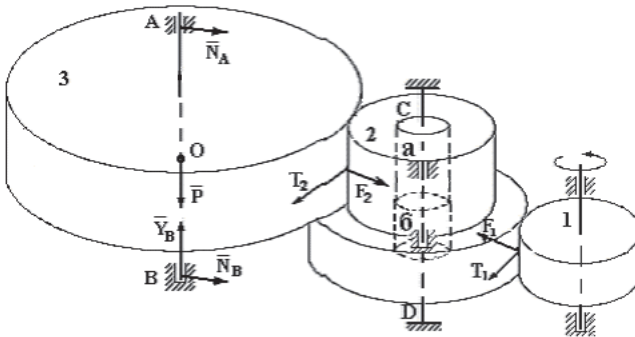


Рис.1. Схема вертикального двухступенчатого редуктора.

В процессе эксплуатации редуктор проявил недостаточную надёжность работы, которая заключалась в разрушении зубьев и износе опор валов в корпусе редуктора. Такую ситуацию можно объяснить не только реверсивным режимом работы вертикальных валков и совместной прокаткой с горизонтальной клетью, но и особенностью редуктора.

Поиск причин повышенных износов узлов редуктора путём прямого измерения динамических нагрузок (моментов на валах шестерен, усилий в зубчатых зацеплениях и др.) в редукторе действующего прокатного стана остается проблемой. О динамических процессах в редукторе косвенно можно судить по измерениям моментов сил, возникающим в шпинделе. Однако подобные измерения не дают достаточно полного представления о нагрузках в зацеплениях шестерён во всех режимах работы слябинга. В подобных ситуациях используются теоретические модели динамических процессов внутри редуктора. Разработанные расчётные модели крутильных колебаний линии привода вертикального валка показали, что особенности динамических нагрузок в зубчатых зацеплениях (например, разрушение зуба) не оказывают существенного влияния на моменты сил упругости шпиндельного участка, которые возможно измерять.

Традиционная оценка экстремальных нагрузок в соединениях приведенных крутильных масс как результата проявления зазоров, сочетания жесткостей и моментов инерции элементов линии даёт представление о динамике линии привода валка только в одной из шести степеней свободы масс – крутильной. Например, частотный анализ крутильных колебаний передающих звеньев линии привода даёт возможность определять резонансные режимы работы вертикальной клетки. Такое одностороннее представление динамики затеняет индивидуальные особенности конструкции редуктора, которые могут являться прямыми или косвенными причинами износа узлов редуктора.

Необходимо расширение рамок исследования и оценки влияния крутильных моментов на опоры валов передаточных шестерён, взаимное расположение которых отражается на точности зубчатых зацеплений [1]. В редукторе слябинга ось шестерни вертикальна и поэтому кроме двух опор вала шестерни, воспринимающих технологические нагрузки, шестерня имеет третью опору, несущую вертикальную нагрузку вдоль вала шестерни. В сообщении [2] отмечена роль расположения точки опоры колеса шестерни, как вертикально расположенного тела вращения, имеющего единственную точку опоры. В основном, эта точка является и центром колебаний шестерни в вертикальной плоскости в переходных режимах работы слябинга. Однако в сообщении [2] не были предложены реальные способы уменьшения концентрации нагрузок на кромках зубьев. Настоящий материал восполняет этот пробел в упрощённом варианте.

Наиболее уязвимым элементом в передаточных звеньях в рассматриваемом редукторе является промежуточная шестерня 2, которая нагружена двумя касательными силами: T_1 - со стороны моторной шестерни 1 и T_2 - силой реакции от выходной шестерни 3. Одной из отличительных особенностей конструкции промежуточной шестерни является неподвижный вал, относительно которого вращается корпус шестерни 2 на двух подшипниках - радиальном (а) и радиально-упорном (б) (рис. 1). Каждый из подшипников опирается внутренним кольцом на выступ вала (буртик): верхний – в средней части вала на высоте l_1 от точки D, нижний – у основания вала на уровне точки D (рис. 2,а). Внешние кольца подшипников закреплены на корпусе шестерни. Буртики удерживают корпус шестерни от смещения его вдоль оси вала. Несимметричная нагрузка на шестерню предопределяет перекося корпуса шестерни в вертикальной плоскости относительно точки опоры. В данном случае точкой опоры является нижний буртик, на который опирается внутреннее кольцо радиально-упорного подшипника б на уровне DD (рис. 2,а).

Податливость между валом и корпусом всей шестерни за счёт радиальной жёсткости подшипников допускает смещение всего корпуса шестерни относительно вертикального вала. В таком случае амплитуда колебаний корпуса шестерни зависит не только от расположения точки опоры, но и от характеристики двух подшипников, которые отличаются друг от друга. Например, верхний радиальный подшипник допускает перекося внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса) причём в узле, где приложена наибольшая переменная радиальная нагрузка T_2 . А это значит, что при опоре корпуса шестерни на нижний буртик (точка D), амплитуда колебаний шестерни будет максимальной на уровне СС и ударные нагрузки в переходных режимах прокатки будут сказываться на верхней опоре вала в точке А, и, следовательно, на корпусе 5 редуктора (рис. 2,а).

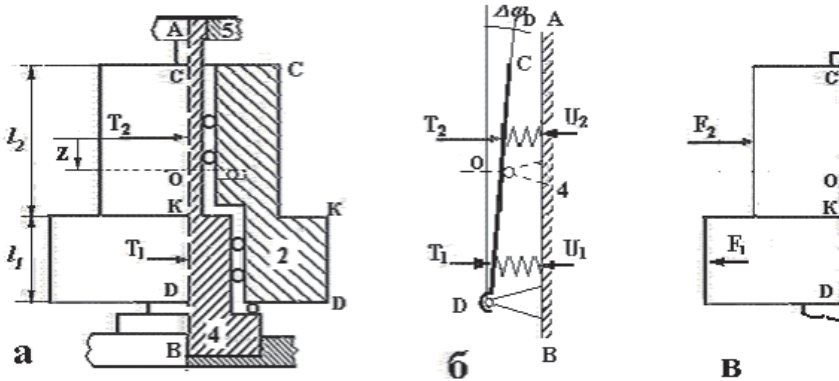


Рис.2. Силы, действующие на корпус промежуточной шестерни.

Постановка задачи. Задачей настоящего сообщения является определение способа уменьшения влияния вертикальных колебаний промежуточной шестерни на усилия в зубчатых зацеплениях, полагая при этом, что смежные шестерни 1 и 3 не подвергаются перекосам.

Метод решения задачи. Для упрощения введём следующие допущения - распределённая нагрузка в зубчатом зацеплении приведена к середине длины зуба, тогда как в действительности при перекосе корпуса сосредоточенная нагрузка смещается к кромкам зубьев, увеличивая тем самым величину перекоса. Точки приложения касательных сил T , распорных F и сил реакций U подшипников совпадают. Расстояние между внутренними кольцами подшипников и зубьями относительно невелико, поэтому высоту корпуса шестерни принимаем как сумму длин зубьев нижней и верхней шестерён - $l_1 + l_2$

Силы зубчатого зацепления, как касательные T , так и распорные радиальные $F = T \operatorname{tg}(20^\circ)$ приложены к корпусу шестерни во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 1).

При податливости подшипников в радиальном направлении под действием касательных сил T возможен деформационный перекося на угол $\Delta\varphi$ и отклонение на угол $\delta\varphi$ в плоскости действия распорных сил F .

Интерпретируя шестерню как балку, к которой приложены усилия T и реакции со стороны подшипников U (рис. 2,б), определим угол перекося $\Delta\varphi$ при произвольном положении опоры промежуточной шестерни например, на уровне точки O , которая отстоит от точки приложения сосредоточенной нагрузки T_2 на расстоянии Z .

Из условия равновесия моментов сил относительно точки O в установившемся режиме работы получим равенство:

$$T_2 z - T_1(L - z) - U_2 z + U_1(L - z) = 0, \quad (1)$$

где $U_1 = C_1 (L-z) \Delta\varphi$, $U_2 = C_2 z \Delta\varphi$ – упругие силы реакции со стороны подшипников в плоскости АА, C_1 , C_2 радиальная жёсткость подшипников, $L = (l_1 + l_2) / 2$.

Подставляя в уравнение (1) значения сил U_1 и U_2 определяем угловое смещение корпуса относительно любой точки О:

$$\Delta\varphi_O = \frac{T_1 \cdot [(i+1) \cdot z - L]}{C_2 z^2 + C_1 (L-z)^2}, \quad (2)$$

где: $i = T_2 / T_1$ – передаточное отношение зубчатых зацеплений шестерни.

Очевидно, при опоре шестерни в точке D (рис. 2,б) деформационный перекося будет максимальным. При существующих значениях длин зубьев $l_1 = 350$ мм и $l_2 = 450$ мм, $L = 400$ мм, $i = 1,588$, когда опора всей шестерни сосредоточена в точке D, $z = l_1 + 0,5 l_2 = 570$ мм и относительное перемещение верхней кромки зуба (точка С) относительно нижней (точка D) составляет:

$$\Delta_D = \Delta\varphi_D \cdot DC = T_1 \frac{0,5l_1 + i \cdot (l_1 + 0,5l_2)}{C_2 (l_1 + 0,5l_2)^2 + 0,25 \cdot C_1 \cdot l_1^2} (l_1 + l_2).$$

Подобное расположение точки опоры является нерациональным и служит одной из возможных причин повреждения кромок зубьев промежуточной шестерни и смежных с ней шестерён 1 и 3, разрушения крышки редуктора валом промежуточной шестерни в переходных режимах захвата и реверса.

Анализ решений. Выберем условие минимального перекося промежуточной шестерни, полагая $\Delta\varphi = 0$ в выражении (2). В этом случае $z_T = L / (i+1)$ и следует ожидать уменьшения величины сосредоточенных нагрузок на кромках зубьев от неравномерного распределения касательных усилий T по длине вала.

Распорные усилия способствуют затиранию взаимодействующих кромок зубьев смежных шестерён, особенно в верхней части промежуточной шестерни (точка С). Определим действие распорных усилий F по углу перекося δ , исходя из равновесия моментов сил относительно произвольной точки О в установившемся режиме работы:

$$F_2 z + F_1 (L - z) - U_{B2} z + U_{B1} (L - z) = 0,$$

где $U_1 = C_1 (L-z) \delta\varphi$, $U_2 = C_2 z \delta\varphi$ – упругие силы реакции со стороны подшипников в плоскости действия распорных сил.

Подставляя в последнее равенство значения сил U_1 и U_2 , определяем угловое смещение корпуса относительно любой точки О:

$$\delta\varphi_O = F_1 \frac{(i+1) \cdot z + L}{C_2 z^2 + C_1 (L-z)^2}.$$

Как и для касательных сил для уменьшения влияния распорных усилий определяется соответствующее положение опоры шестерни из равенства нулю угла перекоса $\delta\varphi$, возможное при $z_F = -L/(i + 1)$. Таким образом, оптимальное положение опоры шестерни, уменьшающего влияния распорных сил, является точка, расположенная выше точки К. Если учесть, что F в 3 раза меньше касательной силы T , то, выбирая положение опоры шестерни, ориентируясь на касательные силы T , т.е. в точке z_T , можно снизить до минимума не только действие касательных сил T , но и уменьшить влияние распорных усилий на перекося шестерни.

В настоящее время промежуточная шестерня имеет вал, на котором верхний буртик, удерживающий верхний подшипник, расположен ниже предложенного рационального положения z_T (рис. 2,а) на 70 мм (на уровне КК), что незначительно отличается от предложенного. Это говорит о том, что, достаточно, не меняя вал, закрепить на верхнем буртике радиально-упорный подшипник, а нижний подшипник **б** заменить радиальным.

Для проверки действия касательных сил была составлена расчётная схема крутильных колебаний линии привода вертикального вала, в состав которой был включен редуктор с двумя двигателями, валок и шпindel. На рис. 3 представлены расчётные параметры редуктора при захвате слитка и технологической нагрузке (момент прокатки) на шпindel 200 кНм. Как видно из рис. 3, в относительные смещения крайних кромок зубьев, а, следовательно, их деформации наиболее существенны в случае опоры корпуса шестерни на нижний буртик, что повышает вероятность повреждения верхних кромок зуба тихоходной шестерни в точке С.

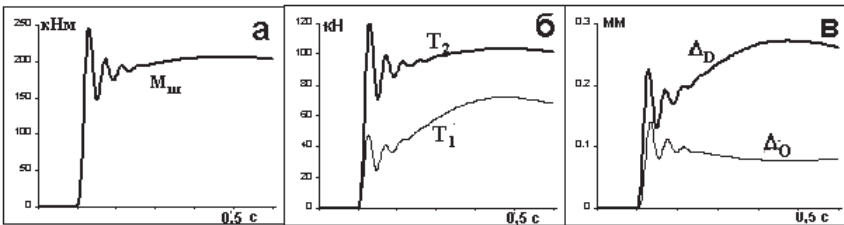


Рис.3. Момент на шпинделе (а), усилия в зубчатых зацеплениях промежуточной шестерни (б) и относительные смещения кромок зубьев (в) при захвате слитка.

В случае опоры всей шестерни на верхний буртик значения отклонений кромок зубьев в 1,5 – 2 раза меньше, чем при опоре на нижний буртик.

Выводы. Помимо двух опор, несущих технологическую нагрузку, вертикально расположенные шестерни имеют третью опору, которая является центром колебаний корпуса шестерни в вертикальной плоскости. Расположение этой опоры вдоль оси вала шестерни влияет на перераспределение нагрузки в зубчатых зацеплениях.

В результате упрощенного статического анализа предложено рациональное размещение вертикальной опоры шестерни, снижающее нагрузку на кромки зубьев. На примере привода вертикального вала слябинга 1150 меткомбината «Запорожсталь» рассмотрен способ уменьшения негативного влияния динамических процессов в зубчатых зацеплениях редуктора. Рекомендуется в промежуточной шестерне верхний радиальный подшипник заменить радиально-упорным, а нижний, радиально-упорный, заменить радиальным. Таким образом, вертикальная опора шестерни сместится на середину вала, что уменьшает амплитуду колебаний шестерни в вертикальной плоскости.

1. Орлов А.В. Влияние неточности положения валов на условия работы зубчатых передач. – М.: Наука, 1966. – 99 с.
2. Подобедов Н.И. Влияние параметров несущих опор на распределение контактной нагрузки в зубчатых зацеплениях. // Защита металлургических машин от поломок. Мариуполь, 2003. – Вып.7. – С.71-72.

*Статья рекомендована к печати
докт.техн.наук В.В.Верневым*

М.І.Подобедов

Особливості динаміки зубчатих коліс з вертикальними осями

Розглянуто спосіб зменшення негативного впливу динамічних процесів у зубчастих зачепленнях редуктора привода вертикального вала слябінга 1150. Визначено раціональне положення точки вісьової опори шестерні, що сприяє зменшенню концентрації навантажень на кромках зубів. Запропоновано у проміжній шестірні верхній радіальний підшипник замінити радіально-упорним, а нижній, радіально-упорний, замінити радіальним, що зменшує амплітуду коливань шестерні у вертикальній площині.