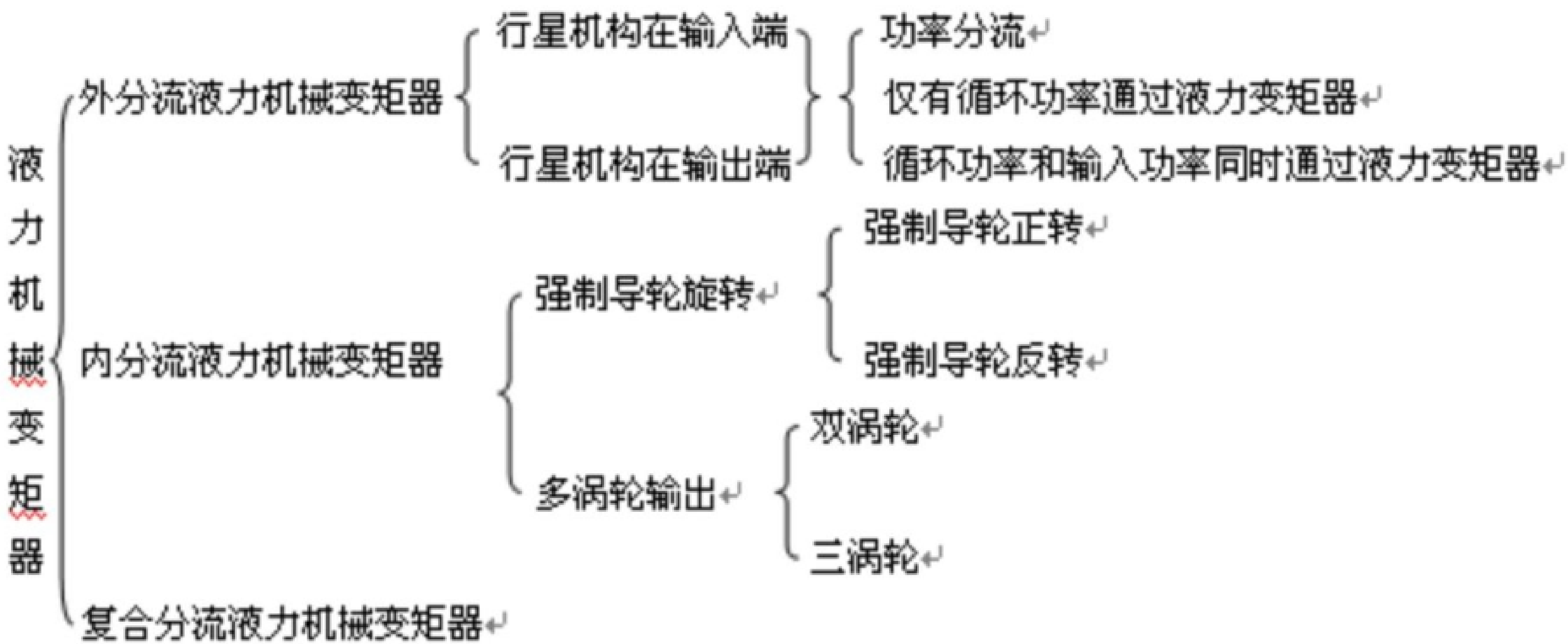
液力机械分流传动

液力机械分流传动的分类

液力变矩器与机械传动元件组合，即液力机械变矩器。
根据实现功率分流的方法不同，液力机械变矩器有外分流和内分流之分。

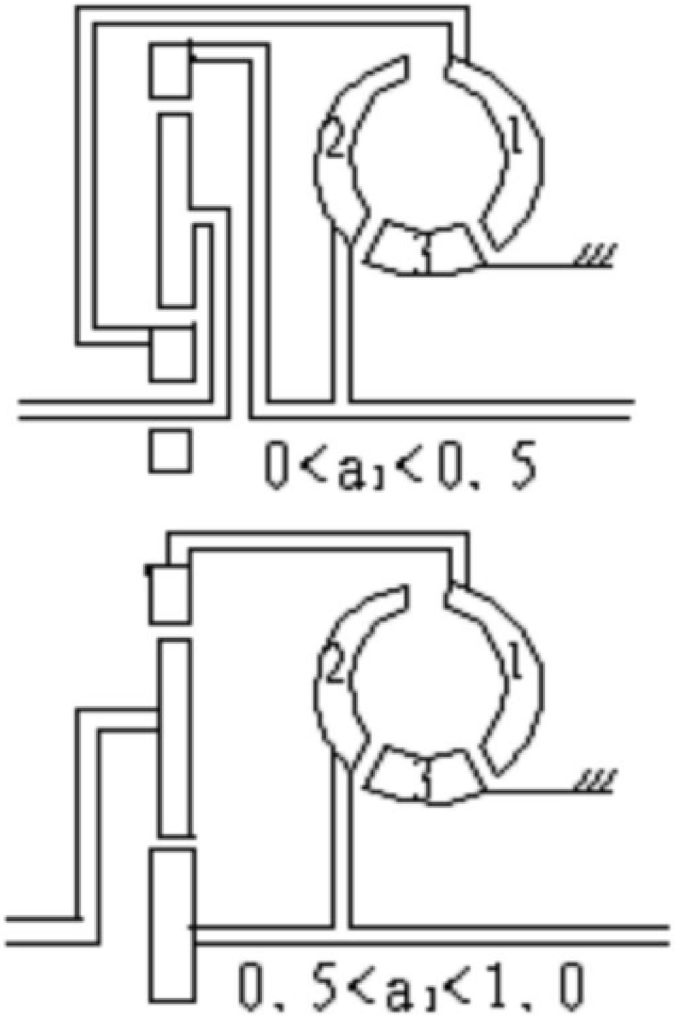


当液力变矩器和行星传动机构组成一个外分流液力机械变矩器时，能够获得不同于原有液力变矩器的性能，而且相当于一个新的液力变矩器。同时，由于行星机构的参数不同以及与液力变矩器的组合方法不同，液力机械变矩器的性能可在很广阔的范围内变化。

行星轮系布置在输入端以起分流作用的装置称为输入分流，而泵轮转矩与输入转矩之比称为分流比，以a1表示。

图1转矩真分流装置，分流比分别为0＜a1＜0.5及0.5＜a1＜1，实用范围分别为0.167≤a1≤0.429及0.571≤a1≤0.833，输入功率的一部分由液力变矩器传递，其余部分由机械传动输出。

图2具有1＜a1＜2及2＜a1＜∞，实用范围为1.2≤a1≤1.75及2.33≤a1≤6的正再生系统，液力变矩器输出功率的一部分回到行星轮系。经行星轮系及液力变矩器循环的功率大于传动装置的输入功率。经变矩器输送的能量为正，即从泵轮到涡轮。



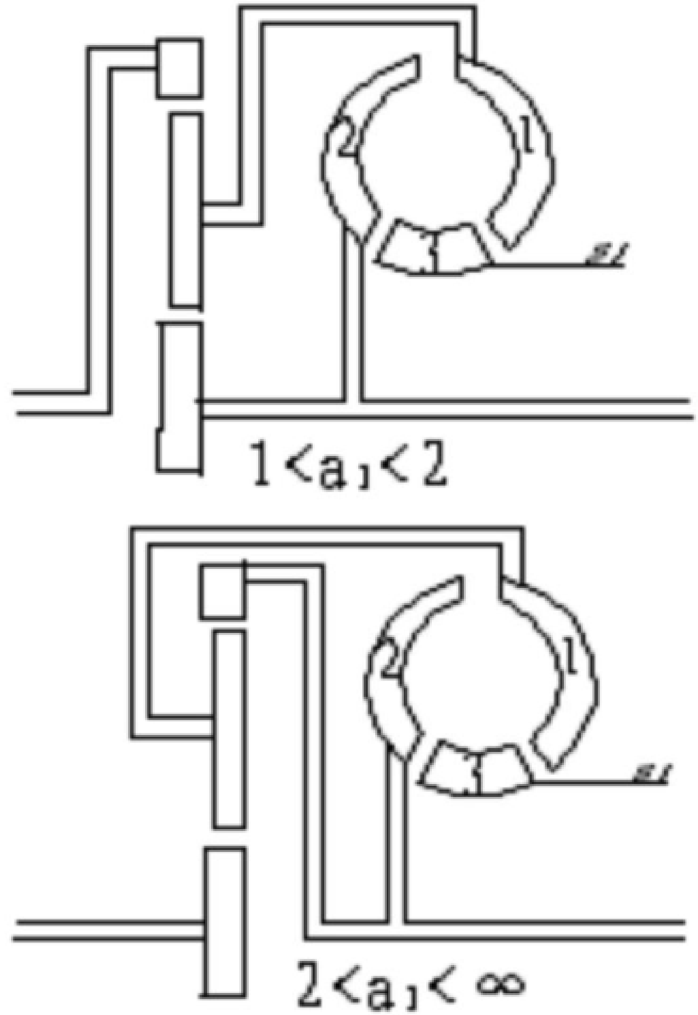


图 1 转矩真分流系统简图
1—泵轮2—涡轮3—导轮

图 2 正再生系统简图
1—泵轮2—涡轮3—导轮

图3具有0＞a1＞-1及-1＞a1＞-∞，实用范围为-0.2≥ a1≥-0.75及-1.33≥a1≥-5的负再生系统，由机械传动的功率的一部分以负方向流经变矩器，从涡轮到泵轮，再回到行星轮系。

上述输入分流的分类只适用于液力偶合器及通常的正转变矩器。如果应用反转变矩器（即泵轮与涡轮的旋向相反），则例如负再生系统，要么成为真分流系统，要么成为正再生系统。然而用于该系统的基本数学方程并不需要加以修改。

行星机构布置在输出端起转矩汇集作用的装置可称之为输出分流，而涡轮转矩与输出转矩之比则以a2表示。

图 4具有0＜a2＜0.5及0.5＜a2＜1，实用范围为0.167≤a2≤0.429及0.571≤a2≤0.833的转矩真分流装置。

图5具有1＜a2＜2及2＜a2＜∞，实用范围为1.2≤a2≤1.75及 2.33≤a2≤6的正再生系统，

图 6具有0＞a2＞-1及-1＞a2＞-∞，实用范围为-0.2≥a2≥-0.75及-1.33≥a2≥-5的负再生系统。

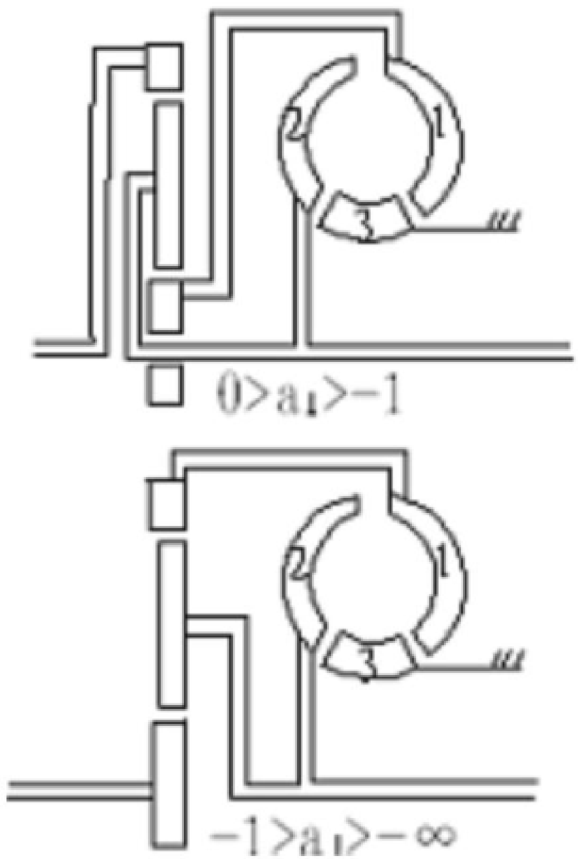


图 3负再生系统简图
1—泵轮2—涡轮3—导轮

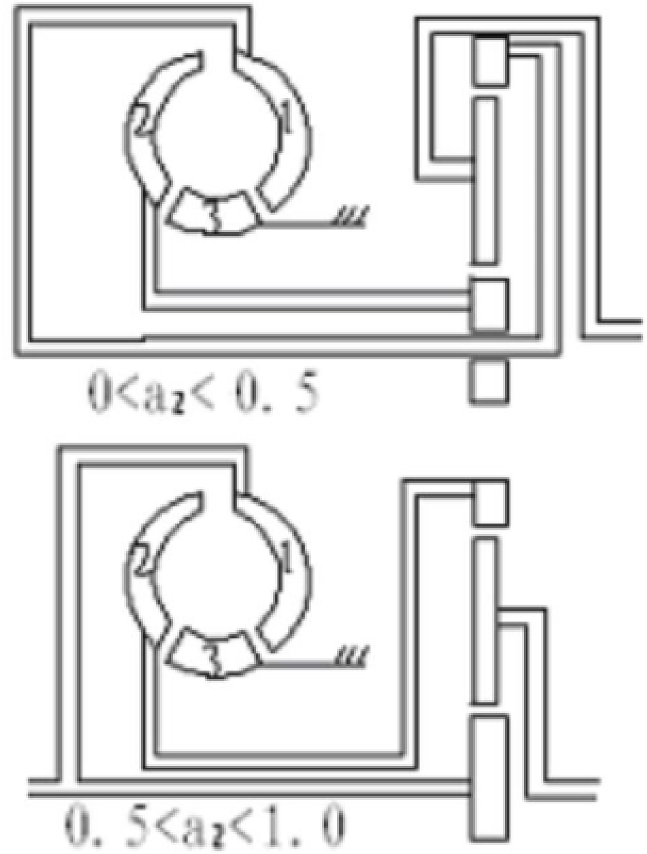


图 4转矩真分流系统简图
1—泵轮2—涡轮3—导轮

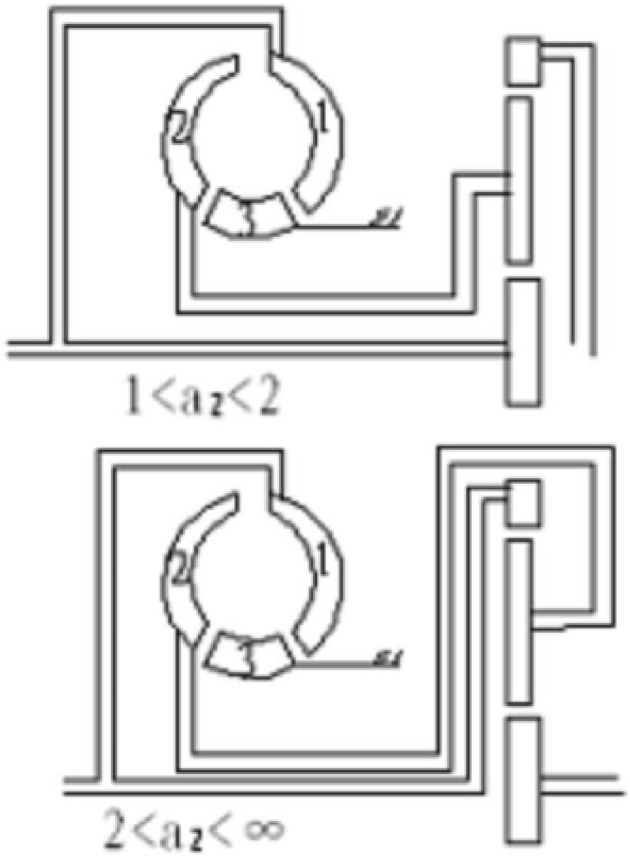


图 5 正再生系统简图
1—泵轮2—涡轮3—导轮

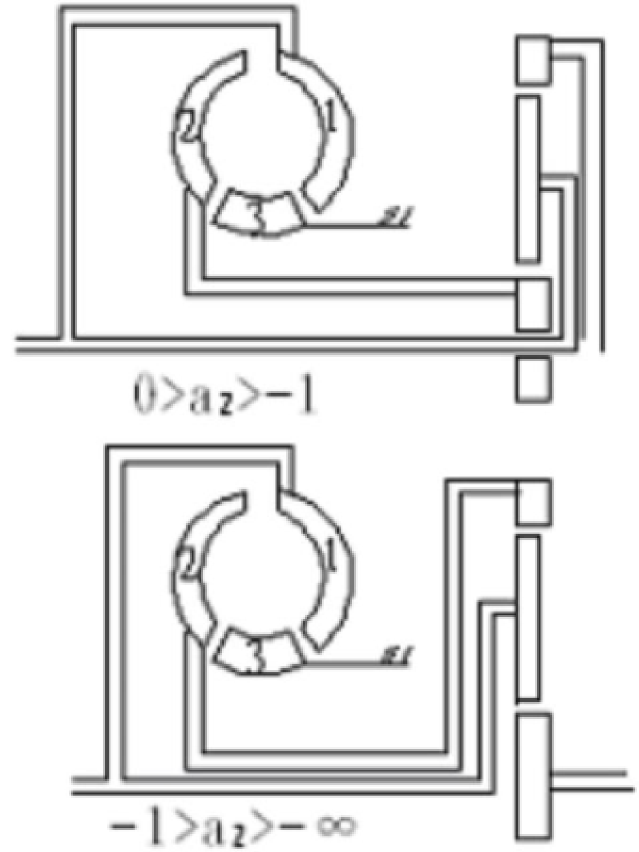


图 6 负再生系统简图
1—泵轮2—涡轮3—导轮

基本方程

功率方程

输入功率 $$P_e = P_B + P_j \tag{1}$$

输出功率 $$P_b = P_T + P_j \tag{2}$$

转速比方程

将方程（1）转换成

$$T_e n_e = T_B n_B + T_j n_j \tag{3}$$

按输入分流比定义

$$a_1 = \frac{T_B}{T_e}$$

$$1 - a_1 = \frac{T_e - T_B}{T_e} = \frac{T_j}{T_e}$$

且在输入分流中

$$n_b = n_j = n_T$$

故由方程（3）得

$$n_e = n_B \cdot \frac{T_B}{T_e} + n_j \cdot \frac{T_j}{T_e} = n_B a_1 + n_b (1 - a_1)$$

且
$$\frac{n_e}{n_b} = \frac{n_B}{n_T} a_1 + \frac{n_b}{n_b} (1 - a_1) = \frac{n_B}{n_T} a_1 + (1 - a_1)$$

或
$$\frac{1}{i_{be}} = \frac{a_1}{i_y} + (1 - a_1)$$

因此，对于输入分流

$$i_{be} = \frac{i_y}{a_1 + i_y (1 - a_1)} \tag{4}$$

按输出分流比定义

$$a_2 = \frac{T_T}{T_b}$$

$$1-a_2=\frac{T_b-T_T}{T_b}=\frac{T_j}{T_b}$$

且在输出分流中

$$n_e=n_B=n_j$$

将方程（2）转换成

$$n_bT_b=n_TT_T+n_jT_j \tag{5}$$

则得

$$n_b=n_T\frac{T_T}{T_b}+n_j\frac{T_j}{T_b}=n_Ta_2+n_e(1-a_2)$$

及

$$\frac{n_b}{n_e}=\frac{n_T}{n_B}a_2+(1-a_2)$$

因此，对于输出分流

$$i_{be}=i_ya_2+1-a_2 \tag{6}$$

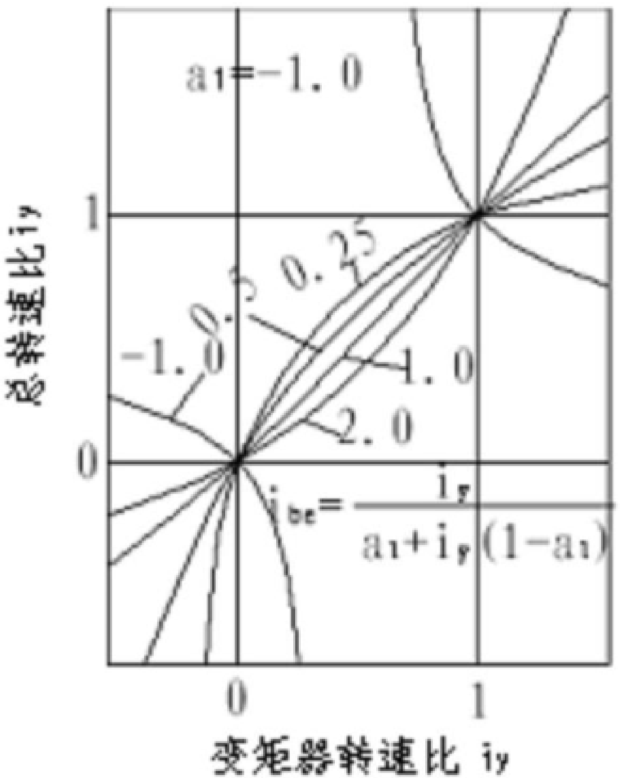


图 7 输入分流传动变矩器转速比与总转速比之间的关系

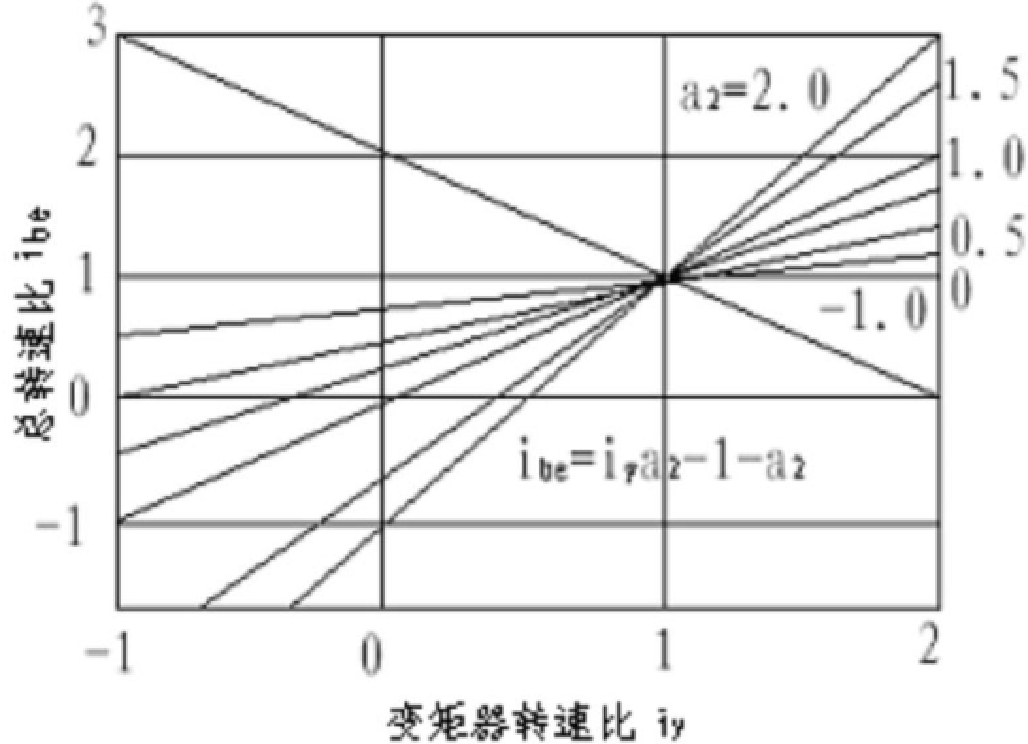


图 8 输出分流传动变矩器转速比与总转速比之间的关系

变矩比方程

输入分流，将输出功率方程（2）转换成

$$T_b = T_T + T_j \quad (7)$$

且

$$\frac{T_b}{T_e} = \frac{T_T}{T_e} + \frac{T_e - T_B}{T_e} = \frac{T_T T_B}{T_B T_e} + 1 - \frac{T_B}{T_e}$$

变矩器变矩比与总变矩比关系

$$K_{be} = K_y a_1 + 1 - a_1 \quad (8)$$

输出分流，输入功率方程（1）转换成

$$T_e = T_B + T_j \quad (9)$$

$$\frac{T_e}{T_b} = \frac{T_B}{T_b} + \frac{T_b - T_T}{T_b} = \frac{T_T T_B}{T_T T_b} + 1 - \frac{T_T}{T_b}$$

故

$$\frac{1}{K_{be}} = \frac{a_2}{K_y} + 1 - a_2 = \frac{a_2 + K_y(1 - a_2)}{K_y}$$

变矩器变矩比与总变矩比关系式

$$K_{be} = \frac{K_y}{a_2 + K_y(1 - a_2)} \tag{10}$$

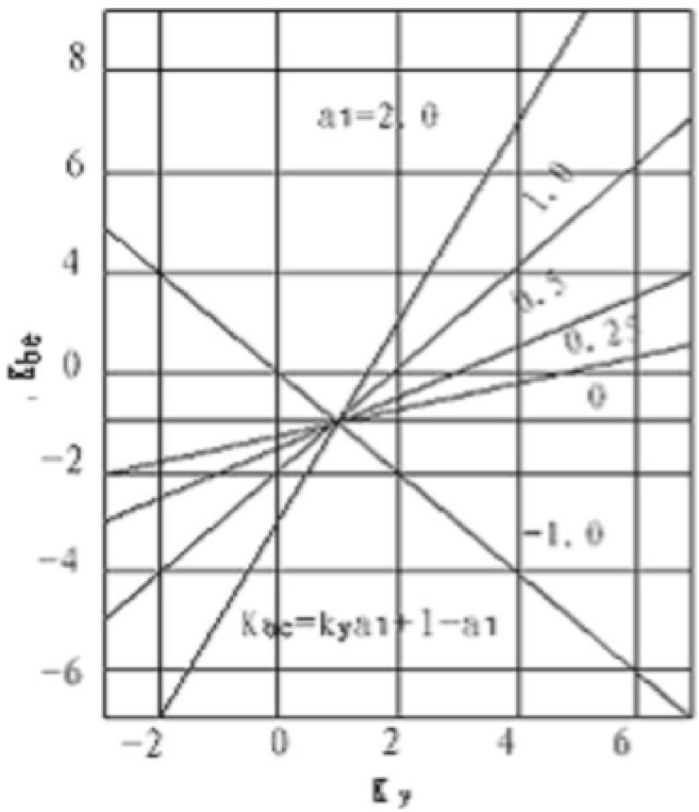


图 9 输入分流传动变矩器变矩比与总变矩比的关系

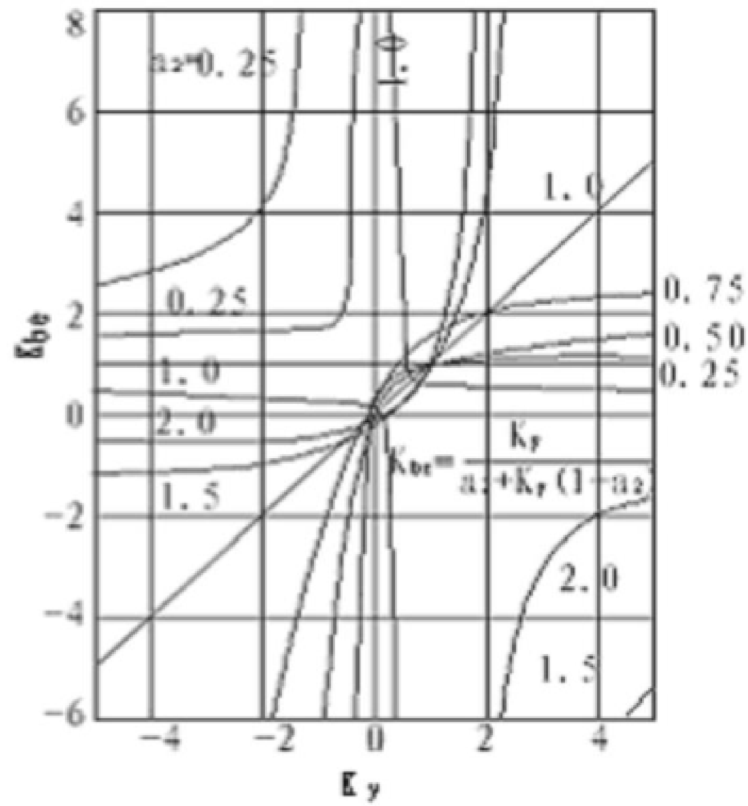


图10 输出分流传动变矩器变矩比与总变矩比的关系

用于入分流的速和功率

方程(4)求解，得 i_y

$$i_y = \frac{i_{be}a_1}{1-i_{be}(1-a_1)} \tag{11}$$

将此式除以i_{be}，由于在输入分流情况下 $n_b = n_T$，故得：

$$\frac{i_y}{i_{be}} = \frac{n_T n_e}{n_B n_b} = \frac{n_e}{n_B} = \frac{a_1}{1-i_{be}(1-a_1)}$$

因此，泵轮与输入轴转速之比为

$$\frac{n_B}{n_e} = \frac{1-i_{be}(1-a_1)}{a_1} \tag{12}$$

为了得到输入分流的泵轮与输入轴的功率比，可将上式两边乘以，即得

$$\frac{T_B}{T_e} = a_1$$

$$\frac{P_B}{P_e} = 1 - i_{be}(1 - a_1) \tag{13}$$

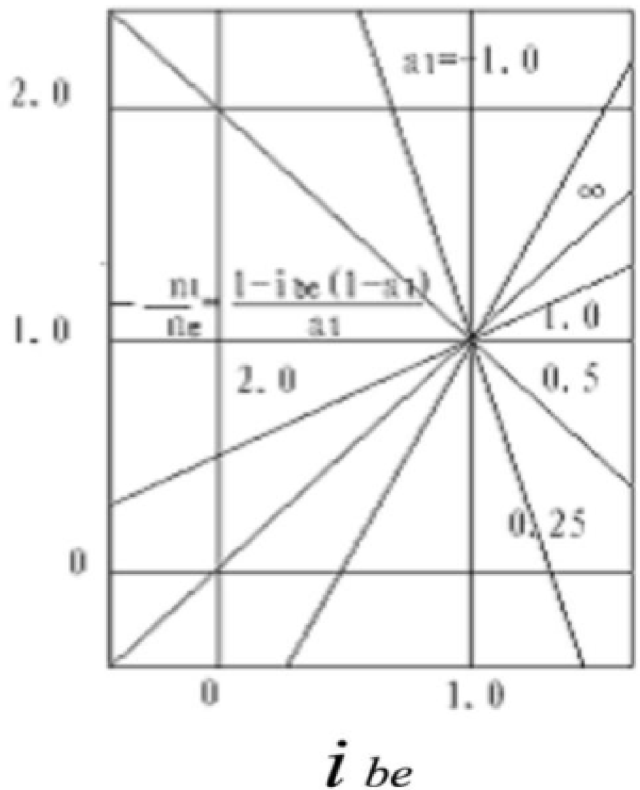


图 11 泵轮与输入轴的转速比同总转速比的关系

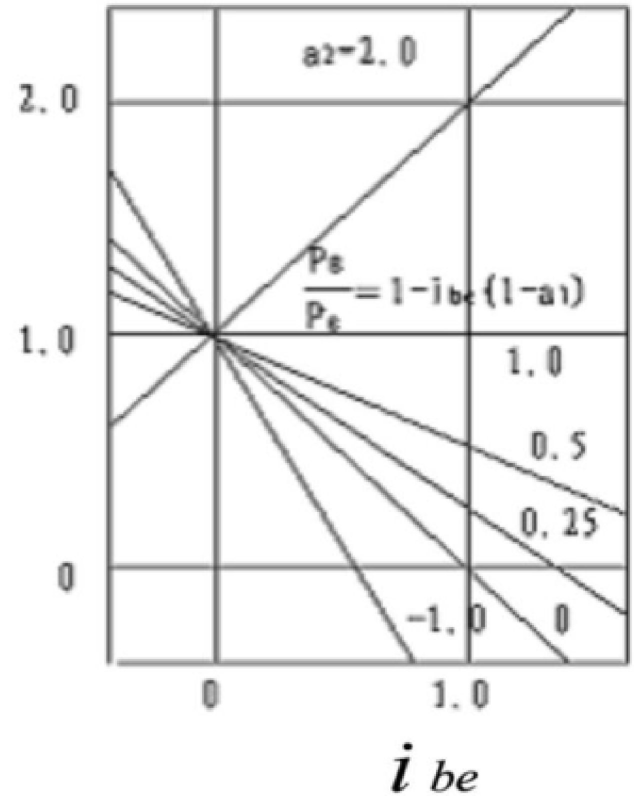


图12 泵轮与输入轴的功率比同总转速比的关系

可见，泵轮转速随总转速比而明显地变化，泵轮吸收的功率在整个装置失速时为100％；而在i_{be}=1时达到分流比之值。

输出分流的相应方程不能以一般方式导出，因这时特定变矩器特性的假定成为必要。

用于特定**变**矩器的方程（**输**出分流）

以下假定变矩器效率按抛物线变化。

$$\eta_y = 4\eta_{y\max} i_y (1 - i_y) \qquad (14)$$

以i_y除上式，可得变矩器变矩比的线性函数

$$\frac{\eta_y}{i_y} = K_y = 4\eta_{y\max}(1 - i_y) \qquad (15)$$

下面的方程并不准确地适用于不同特性的液力变矩器，然而可以表明输出分流传动的一般趋向，对于所有型式的液力变矩器是相类似的。

输出分流的**泵轮**功率

输出分流泵轮与输入轴一起旋转，泵轮与输入轴的功率比等于泵轮与输入轴的转矩比

$$\frac{P_B}{P_e}=\frac{T_B}{T_e} \tag{16}$$

$$\frac{P_B}{P_e}=\frac{T_B}{T_e}\times\frac{T_T}{T_T}\times\frac{T_b}{T_b}=a_2\frac{K_{be}}{K_y} \tag{17}$$

由K_{be}的方程（10）可以得出

$$\frac{P_B}{P_e}=\frac{a_2}{a_2+K_y(1-a_2)} \tag{18}$$

引入方程（15）所示的特定变矩器特性，可得

$$\frac{P_B}{P_e}=\frac{a_2}{a_2+4\eta_{y\max}(1-i_y)(1-a_2)} \tag{19}$$

将变矩器转速比按方程（6）换成总转速比，可得

$$\frac{P_B}{P_e}=\frac{a_2^2}{4\eta_{y\max}(1-i_{be})(1-a_2)+a_2^2} \tag{20}$$

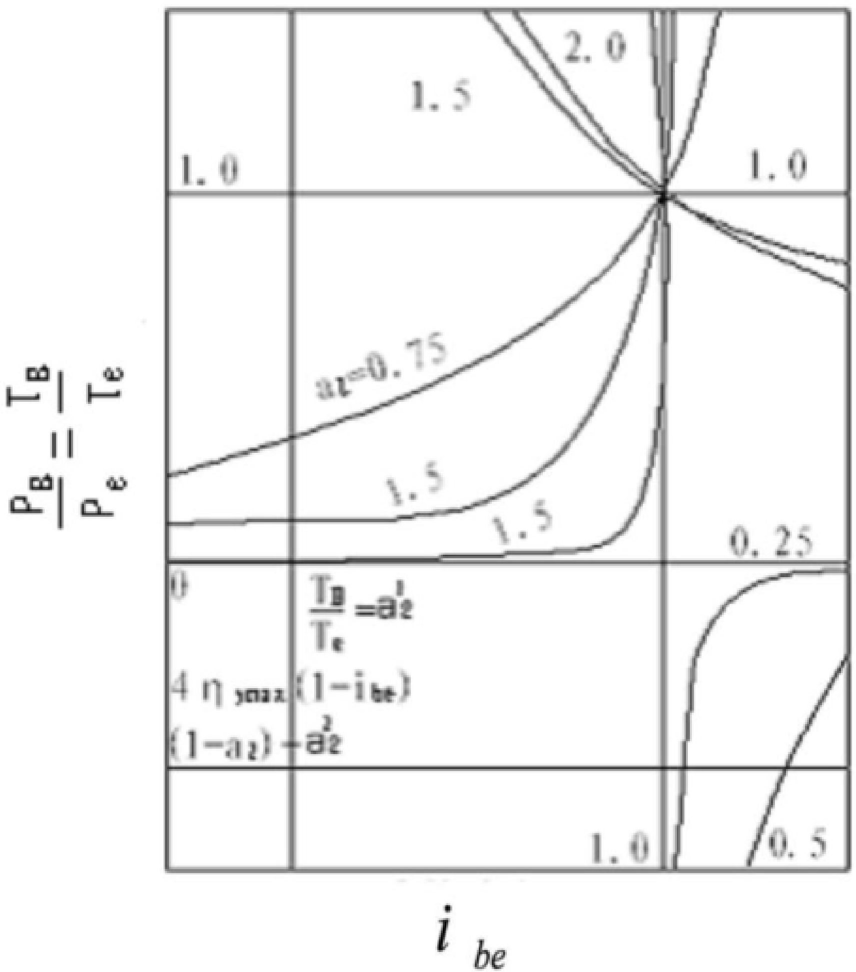


图 13 泵轮与输入轴的功率比同总转速比之间的关系曲线

图13表明当=1，全部输入功率为泵轮所吸收。当=0，输出功率等于0。因此，输入功率与泵轮吸收的功率之间的差别就必须是变矩器涡轮所提供或消耗掉的。